

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ–TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA ENERGETIKY

**NÁVRH ZVÝŠENÍ ÚČINNOSTI KOGENERAČNÍ
JEDNOTKY S PLYNOVOU TURBÍNOU
S VÝKONEM 100kWe**

The Proposal to Increasing the Efficiency of the
Cogeneration Unit with a Gas Turbine with an Output of
100kWe

Student:

Bc. Stanislav Cáb

Vedoucí diplomové práce:

doc.Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Stanislav Cáb

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma:

Návrh zvýšení účinnosti kogenerační jednotky s plynovou turbínou s výkonem 100 kWe
The Proposal to Increasing the Efficiency of the Cogeneration Unit with a Gas Turbine with an Output of 100 kWe

Zásady pro vypracování:

Vypracujte návrh na zvýšení účinnosti kogenerační jednotky se spalovací turbínou o výkonu 100 kWe spalující zemní plyn.

Práce bude obsahovat:

1. Výpočet idealizovaného oběhu spalovací turbíny s určením disponibilního tepla ve spalínách.
2. Návrh výměníku pro využití odpadního tepla výfukových plynů na přípravu teplé vody.
3. Konstruktivní řešení výměníku.
4. Technicko – ekonomické zhodnocení řešení.

Seznam doporučené odborné literatury:

KRBK, J., POLESNÝ, B. Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice. PC-DIR Real Brno, 1999. ISBN 80-85895-23-4.

KYSELA, L., TOMČALA, J. Ekonomika v energetice. Ostrava: VŠB-TU, 2000. ISBN 80-7078-851-8.

KYSELA, L., MÍKA, J., KYSELOVÁ, S. Teplárenství. Učební text. Katedra energetiky VŠB-TU Ostrava, 2010.

ON 074017 Tepelný výpočet parních kotlů.

DLOUHÝ, T. Výpočty kotlů a spalínových výměníků. ČVUT Praha, 2005. ISBN 978-80-01-03757-7.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. -autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB - TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Autor diplomové práce:

Bc. Stanislav Cáb

Adresa trvalého bydliště:

Valašská Bystřice 675, Valašská Bystřice 756 27

Datum odevzdání:

30.9.2015

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

CÁB, S. Návrh zvýšení účinnosti kogenerační jednotky s plynovou turbínou s výkonem 100 kWe. Ostrava: katedra energetiky, Fakulta Strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2015, 55s. Diplomová práce, vedoucí Míka, J.

Diplomová práce se zabývá technologií kombinované výroby elektrické energie a tepla. Úvodem popisuje a porovnává různé kogenerační jednotky, jako technický prostředek decentralizované výroby elektrické energie a tepla. Blíže přibližuje technologii kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou, řeší její návrh, výpočet idealizovaného oběhu. Dále výpočet a konstrukční řešení tepelného výměníku. Závěr práce hodnotí technicko-ekonomické a environmentální nasazení kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou.

Klíčová slova: kogenerace, KVET, kogenerační jednotka, spalovací mikroturbína, spalinový výměník, výměník

ANNOTATION OF MASTER THESIS

CÁB, S. Conceptual Proposal Combined Heat and Power Unit with Combustion Micro - Turbine - Power Output 100 kW. Ostrava: Department of Energy Engineering, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2015, 55p. Thesis, head Míka, J.

Master thesis deals with the technology of combined production of electricity and heat. An introduction describes and compares various cogeneration units, as a technical means of decentralized production of electricity and heat. Brings the technology closer cogeneration units with combustion micro-turbine, solves the design, calculation idealized circulation, calculation and construction of the heat exchanger. Conclusion evaluates the technical - economic and environmental commitment cogeneration units with combustion micro-turbine.

Keyword: cogeneration, CHP, cogeneration unit, Combustion Micro-Turbine, Heat exchanger

Obsah

Obsah	6
Seznam použitého značení	8
1 ÚVOD	10
2 KOGENERACE	11
2.1 Popis a výhody kogenerace z různých hledisek	11
2.2 Kogenerační technologie	12
3 PRIMÁRNÍ JEDNOTKY KS	14
3.1 Provozní parametry různých typů PJ	14
4 MIKROTURBÍNY	15
4.1 Popis a mechanický princip MT	15
4.1.1 Hlavní části MT	15
4.1.2 Princip radiální mikroturbíny	17
4.1.3 Tabulka porovnání se SM	18
4.1.4 Využití MT	18
4.1.5 Paliva pro mikroturbínu	18
4.1.6 Výrobci a budoucnost mikroturbín	18
5 KONCEPČNÍ NÁVRH KJ S MT	20
5.1 Technické parametry jednotky	22
6 VÝPOČTOVÁ ČÁST - TURBÍNA	23
6.1 Stechiometrie	23
6.2 Výpočet idealizovaného oběhu MT	25
6.2.1 Určení vnitřní práce plynového kompresoru	26
6.2.2 Určení vnitřní práce vzduchového kompresoru	26
6.2.3 Určení vnitřní práce turbíny	27
6.2.4 Výpočty vztažené k celému soustrojí	28
6.2.5 Produkce tepla	29
6.2.6 Celková účinnost	29
7 VÝPOČTOVÁ ČÁST - VÝMĚNÍK SPALINY VODA	30
7.1 Parametry pracovních látek	30
7.2 Obecně k výměníku tepla	30
7.3 Výpočet výměníku – strana spalin	31
7.4 Výpočet výměníku – strana vody	33
7.5 Výpočet výměníku – prostup tepla	34
7.6 Konstrukční návrh	36

7.6.1	Jednotlivé konstrukční části a materiál	36
7.6.2	Hrubý propočet výrobních nákladů.....	37
8	TECHNICKO - EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ.....	39
8.1	Příklad a popis nasazení kogenerační jednotky.....	39
8.1.1	Průběh trvání tepelného výkonu.....	40
8.2	Popis jednotlivých variant	43
8.2.1	Varianta A	43
8.2.2	Varianta B	44
8.2.3	Varianta C	44
8.2.4	Varianta D	45
8.2.5	Varianta E.....	47
8.3	Výsledky ekonomického zhodnocení.....	47
8.4	Environmentální zhodnocení.....	50
9	ZÁVĚR	51
10	POUŽITÁ LITERATURA.....	52
10.1	Knižní zdroje:	52
10.2	Internetové zdroje:	52
11	Seznam příloh, tabulek, obrázků a grafů.....	53

Seznam použitého značení

Symbol	Veličina	Jednotka
a	měrná práce	[kJ]
cp	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	[kJ/(kg·K), kJ/(m ³ _N ·K)]
CF	cash flow	[Kč]
CCF	kumulovaný cash flow	[Kč]
e	modul teplárenské výroby elektřiny	[-]
i	entalpie	[kJ/m ³ _N]
k	součinitel prostupu tepla	[W/(m ² ·K)]
m	hmotnost	[kg]
n	měrné otáčky	[ot/s]
n	přebytek vzduchu	[-]
P	výkon	[kW]
p	tlak	[Pa]
Qt	příkon	[kW]
Qi	výhřevnost	[kJ/m ³ _N]
S	plocha	[m ²]
T	absolutní teplota	[K]
t	teplota	[°C]
V	objem	[m ³ _N]
Vpl	objemový tok	[m ³ _N /s]
ε	kompresní poměr	[-]
η	účinnost	[%]
κ	adiabatický exponent	[-]
ξ	ztráty	[%]
v	součinitel vlhkosti vzduchu	[-]
ω	koncentrace	[%]

Indexy

ag	agregát
c	celkový
el	elektrický
g	generátor
ize	izoentropický
k	kompresor
m	mechanický

pl	plyn
r	rozvody
re	rekuperátor
s	skutečný
s	suchý
sp	spaliny
stř	střední
t	teoretický
t	tepelný
t	turbína
tu	turbogenerátor
v	vlhký
vn	vnitřní
vz	vzduch

Zkratky

ELTO	Extra lehký topný olej
GO	Generální oprava
KJ	Kogenerační jednotka
KS	Kogenerační systém
KVET	Kombinovaná výroba tepla a elektrické energie
LPG	Zkapalněný ropný plyn
LTO	Lehký topný olej
MT	Mikroturbína
ORC	Organický Rankinův cyklus
OZE	Obnovitelný zdroj energie
PaT	Parní turbína
PJ	Primární jednotka
SK	Spalovací komora
SM	Spalovací motor
TO	Tepelný oběh
TTO	Těžký topný olej
TV	Teplá voda
UT	Ústřední vytápění
ZP	Zemní plyn

1 ÚVOD

Stále ubývající zásoby fosilních paliv, rostoucí spotřeba energie tepelné i elektrické se současným zvyšováním emisí škodlivin vyvolávají tlak na aplikace nových technologií umožňujících vyšší konverzi paliva na využitelnou energii se současnou minimalizací emisí škodlivých látek vypouštěných do okolního prostředí. Hledat a aplikovat nové technologie výroby resp. transformace energií a získávat elektřinu a teplo levněji a ekologičtěji, to jsou budoucí výzvy energetiky.

Významným příspěvkem v tomto směru zaujímá kombinovaná výroba elektrické energie a tepla. Při porovnání s oddělenou výrobou těchto komodit, může kogenerace výrazně přispět ke zvýšení účinnosti využívání PEZ. Teplárensky je v České Republice vyráběno asi 25% elektřiny, to je více, než je průměr v Evropské unii. Je však velmi žádoucí podstatné zvyšování energie z KVET, jelikož v teplárnách s podílem vyráběné elektřiny dochází k podstatné úspoře paliva a tím také vzniku škodlivých emisních látek. Česká Republika z pohledu spotřeby PEZ, z těch dovážených ropa a zemní plyn, je závislá na okolních státech, které z této závislosti nemálo profitují. V některých státech je to hlavní a jediný finanční zdroj. Snižování této závislosti, má blahodárný účinek na ekonomiku státu. Dochází ke snížení energetické náročnosti k tvorbě HDP (zatížení obyvatelstva, podnikatelů, firem). Z toho všeho plynoucí větší konkurenceschopnost s nezávislostí na jiných státech.

Zvyšování nezávislosti můžeme sledovat všude kolem nás. Viděno očima energetiky se jedná o decentralizaci a obnovitelné zdroje energie, trend moderní doby jak ve větších průmyslových celcích, tak v menších výrobních sférách i domácnostech. To má za následek rozvoj menších zdrojů energie, k nimž bezesporu patří kogenerační jednotky (mini, mikro).

Kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou jsou moderní efektivní nenáročné malé zdroje energie, které současně produkují elektřinu a teplo v blízkosti místa spotřeby. Nahradí část elektřiny vyráběné ve vzdálených elektrárnách, spotřebují přitom méně paliva, způsobí tedy méně emisí. V rámci této rozptýlené výroby, která dle některých přinese největší změny v energetické infrastruktuře od dob průmyslové revoluce. Sériově vyráběné mikroturbíny a miniturbíny postupně nahradí dnes převládající dieselagregáty a plynové motory.

Výhody, nevýhody, porovnání různých kogeneračních jednotek, výpočet turbíny a spalínového výměníku, následné praktické použití a technicko-ekonomické zhodnocení nasazení kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou se pokusím přiblížit v této diplomové práci.

2 KOGENERACE

Kombinovaná výroba elektřiny a tepla, v poslední době velmi frekventovaný i ve veřejnosti, který ovšem označuje všeobecně známý princip teplárenství, jenž má v České republice dlouholetou tradici. Jedná se o kombinovanou výrobu elektřiny a tepla a o centralizované zásobování teplem. Kombinovaná výroba elektřiny a tepla má jednoznačné výhody, založené na fyzikálním principu, který má trvalou platnost za všech okolností. [20]

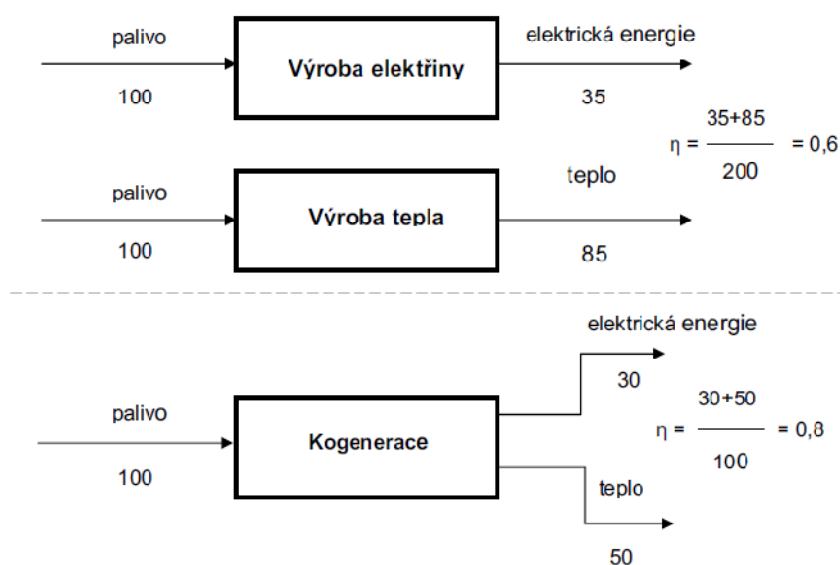
Při kombinované výrobě tepla a elektrické energie (KVET) je zajištěna podstatně vyšší účinnost přeměny paliva na teplo a elektrickou energii než při jejich oddělené výrobě ve výtopnách a kondenzačních elektrárnách. Důsledkem vyšší účinnosti je nižší spotřeba fosilních paliv a související snížení negativních vlivů na životní prostředí. Konkrétní použití KVET je však vázáno na místní podmínky (odběr elektřiny a tepla) a závisí na finančních možnostech budoucího investora. [20]

„Pokud se palivo pouze spálí v kotli a není současně vyrobena elektřina, tak musí být elektřina pro tohoto spotřebitele vyrobena jinde.“ [7]

2.1 Popis a výhody kogenerace z různých hledisek

Z hlediska účinnosti využití primárních paliv

Společná produkce tepelné a elektrické energie v KS, vede ke zvýšení účinnosti využití primárního paliva.



Obrázek 2.1.1 Porovnání účinností transformace energie při oddělené a kogeneraci[3]

Z hlediska využití potenciálu paliva

Díky této důmyslnější technologii transformace energie z paliva, využijeme získanou tepelnou energii o vysokém potenciálu k vykonání práce a teprve poté pracovní látku o nižší teplotě využijeme pro pokrytí potřeb tepla. Tak nezmaříme vysoký potenciál paliva (PEZ) jen pro potřebu tepla.

Z hlediska životního prostředí:

Díky vyšší účinnosti celého procesu KS spotřebujeme nižší množství paliva, tím také vyprodukujeme nižší množství emisí a omezíme znečištění životního prostředí.

Další výhody KVET lze obecně charakterizovat:

- možnost umístění výroby blízko místa energetického využití a tak snížit ztráty vzniklé přenosem a distribucí elektrické energie z ES
- snadná zapojitelnost na existující a plánované technologie v různých aplikacích v průmyslovém, komerčním a bytovém sektoru
- větší možnost využití obnovitelných zdrojů energie
- lepší řízení mezi spotřebou a výrobou a tím menší zátěž na přenosovou soustavu
- zvýšení konkurence mezi jednotlivými systémy energetického systému

Nevýhody:

- vyšší investiční a provozní náklady
- závislost jedné výroby na druhé
- koeficient ročního využití instalovaného výkonu
- důležitým faktorem ovlivňujícím výhodnost KVET je stálost a vyrovnanost odběru elektrické a hlavně tepelné energie, tento fakt lze považovat za nevýhodu KVET

2.2 Kogenerační technologie

[3] Kogenerační technologie lze rozdělit na základě následujících kritérií:

1. Dle maximálního dosaženého výkonu

- mikro-kogenerace <200 kWe
- mini-kogenerace < 500 kWe
- kogenerace malého výkonu < 1 MWe
- kogenerace středního výkonu < 50 MWe
- kogenerace velkého výkonu > 50 MWe

2. Dle použitého paliva

- kogenerační jednotky na pevná paliva
- kogenerační jednotky na plynná paliva
- kogenerační jednotky na kapalná paliva

3. S ohledem na způsob využití kogenerační jednotky

- centralizované zásobování teplem
- využití v průmyslu
- kogenerace pro bytovou sféru
- kogenerace pro komunální odvětví

4. Dle použité primární jednotky

- palivové články
- parní turbíny
- plynové turbíny
- mikroturbíny
- Stirlingův motor
- spalovací motory

Kogenerační technologie, které se využívají při KVET a které lze, co se týká efektivnosti, porovnávat s oddělenou výrobou, jsou:

- parní turbíny - protitlaká
 - odběrová kondenzační
 - ORC (Organický Rankinův cyklus)
- kombinovaný cyklus s rekuperací
- plynová turbína s rekuperací tepla
- motor s vnitřním spalováním
- mikroturbíny
- motor Stirlingův
- palivové články
- jakýkoliv jiný typ technologie představující kogenerační výrobu

3 PRIMÁRNÍ JEDNOTKY KS

Kogenerační soustrojí je složeno z primární jednotky a příslušenství. V primární jednotce probíhá transformace přivedené primární energie do kogeneračního soustrojí na elektrickou energii a odpadní teplo. Primární jednotka je dána typem použité kogenerační technologie. Primární jednotka udává hlavní parametry KGJ.

Z hlediska transformace lze rozdělit primární jednotky následovně:

- s přímou transformací - palivové články
- s nepřímou transformací
 - s vnitřním spalováním - spalovací motor
 - s vnějším spalováním - parní turbína (protitlaká, kondenzační, ORC)
 - plynová turbína
 - mikroturbína
 - Stirlingův motor

3.1 Provozní parametry různých typů PJ

TYP Primární jednotky	Elektrický výkon	Pohotovost	Elektrická účinnost	Celková účinnost	Modul tep. výroby
	[MW]	[%]	[%]	[%]	[-]
Palivové články	0,04-50	90-92	37-45	85-90	0,8-1,0
Parní turbína	0,5-100	90-95	14-35	60-85	0,1-0,5
ORC	0,3-1,8	90-94	15-20	65-85	0,1-0,3
Plynová turbína	0,1-100	90-95	25-40	60-80	0,5-0,8
Mikroturbína	0,025-0,25	90-95	30-40	65-85	0,6-0,85
Stirlingův motor	0,003-1,5	85-90	35-50	60-80	1,2-1,7
Vznětový motor	0,07-50	80-90	35-45	60-85	0,8-1,4
Zážehový motor	0,015-2	80-85	27-40	60-80	0,5-0,7

Obrázek 3.1.1 Tabulka provozní parametry PJ [3]

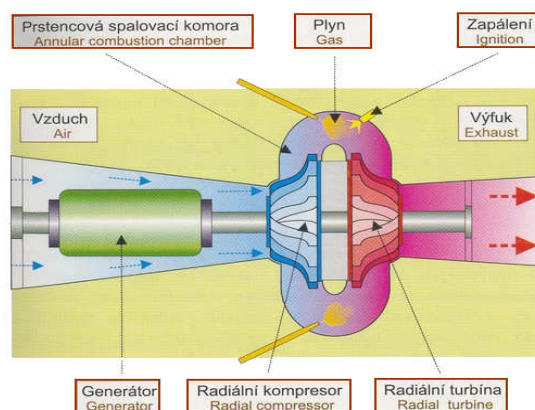
4 MIKROTURBÍNY

4.1 Popis a mechanický princip MT

Jak už název napovídá, jedná se o zmenšeninu (mikro) spalovací turbíny, s výkonem do 200kWe. Jsou odvozeny z technologie leteckého motoru a jejich rozsáhlý výzkum se prováděl zejména v materiálové oblasti. Využívají otevřený Braytonův rovnotlaký tepelný oběh a pracují při vysokých otáčkách až 100 000 ot/min. Teplota na vstupu do turbíny je u MT nižší než u velkých spalovacích turbín, výstupní teploty vyšší a teplota vzduchu do kompresoru co nejnižší. Pracují ve většině případů s radiálním prouděním pracovního média. Při malých výkonech se tím dosahuje úspory místa, menších ztrát sáláním a lepší účinnosti. Použitím spalínového výměníku - rekuperátoru pro předehřev spalovacího vzduchu se výrazně zvyšuje elektrická účinnost, ale snižuje se teplota využitelná pro dodávku tepla resp. celková účinnost. Výstupní spaliny lze využít pro ohřev užitkové vody, topné vody nebo pro tepelné potřeby technologických procesů. Jmenovitá elektrická účinnost kogeneračních jednotek s mikroturbínou se pohybuje v rozmezí 20 až 35 %, celková účinnost 85 až 65%. Záleží, zda využijeme regeneraci tepla spalin pro předehřev spalovacího vzduchu. [11]

4.1.1 Hlavní části MT

Mezi hlavní části MT patří: turbína, kompresor, spalovací komora, generátor a rekuperátor, který není povinností zařadit. [11]



Obrázek 4.1.1 Obecné schéma MT [7]

Turbína: transformuje tlakovou a tepelnou energii spalin, expandující ze spalovací komory na kinetickou energii. Teplotně velmi namáhaná (teplota na vstupu 800-950°C a na výstupu cca 500-700°C), otáčky až 120 000ot/min. [11]



Výroba: obrábění, tlakové lití. Obvykle jednostupňová radiální, popř. 1-2st.axiální. Na obrázku vpravo hřídel MT100. [11]

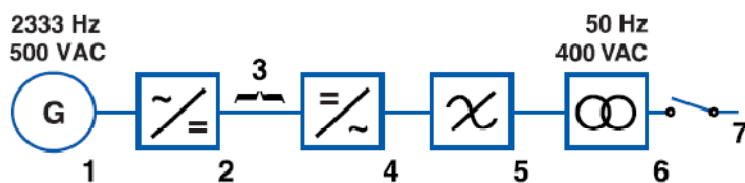
Kompresor: Nasává vzduch přes filtr a následně komprimuje na požadovanou hodnotu. Jelikož se jedná o proudový kompresor, je teplota komprimovaného vzduchu dosti vysoká cca 140°C. Kompresor je na společné hřídeli s turbínou, která ho pohání, odebírá zhruba 1/2 technické práce turbíny. Obvykle jednostupňový radiální, kompresní poměr cca 3-5. Pro dosažení co nejlepší účinnosti se snažíme o co nejnižší teplotu nasávaného vzduchu. [11]



Spalovací komora: je prostor, v němž probíhá proces hoření, jedna z náchylných částí soustrojí. Pod tlakem je do ní přiváděno palivo a vzduch, tato směs je následně zapálena. Při hoření dochází k prudkému zvýšení objemu směsi, která následně expanduje přes spalovací turbínu. Při expanzi dochází k poklesu tlaku spalin a nezvýšení jejich objemu. Teplota spalin na výstupu ze spalovací komory bývá cca 900 °C (500-1200°C), chladí se přebytkem vzduchu. Nejčastěji tvar válce (silo) umístěného např. svisle nad hřídelí turbíny. Nebo prstencová, která obepíná rotor turbíny a má více. Na obrázku vlevo SK MT100. [11]

Rekuperátor: jedná se o výměník, využívající odpadní teplo spalin za turbínou k ohřevu vzduchu před vstupem do spalovací komory. Pokud je zařazen, výrazně zvyšuje elektrickou účinnost turbíny. Ovlivňuje celkovou velikost a hmotnost kogenerační jednotky. [11]

Generátor: je vysokofrekvenční, rotor generátoru je na společné hřídeli s turbínou a kompresorem. Musí tedy snést velmi vysoké otáčky. Rotor bývá složen z permanentních vysokoenergetických magnetů, nejčastěji neodym-železo-bor (NdFeB). Omezující rozměr při navrhování vysokootáčkového generátoru představuje průměr rotoru. Ten při zadaných otáčkách musí respektovat pevnost rotorové bandáže, která zachycuje odstředivé síly permanentních magnetů. Vlastní rotorová bandáž je klíčovým prvkem vysokootáčkového generátoru. Musí mít dostatečnou pevnost a zároveň co nejmenší výšku, aby byla minimalizována vzduchová mezera mezi magnety a statorovým svazkem. Dále má zásadní vliv na složku ztrát, které vznikají vířivými proudy. Většinou se tedy bandáže vyrábějí z uhlíkových vláken a tloušťka bandáže se pohybuje řádově v milimetrech. Zvládají odolávat odstředivé síle magnetů až 150 tun. [21] Schéma elektrické části je naznačeno na Obrázek 4.1.2 Schéma elektrické části MT100 [16]



Obrázek 4.1.2 Schéma elektrické části MT100 [16]

1. generátor
2. Usměrňovač
3. DC sběrnice
4. DC/AC konvertor
5. filtr
6. transformátor
7. hlavní vypínač

4.1.2 Princip radiální mikroturbíny

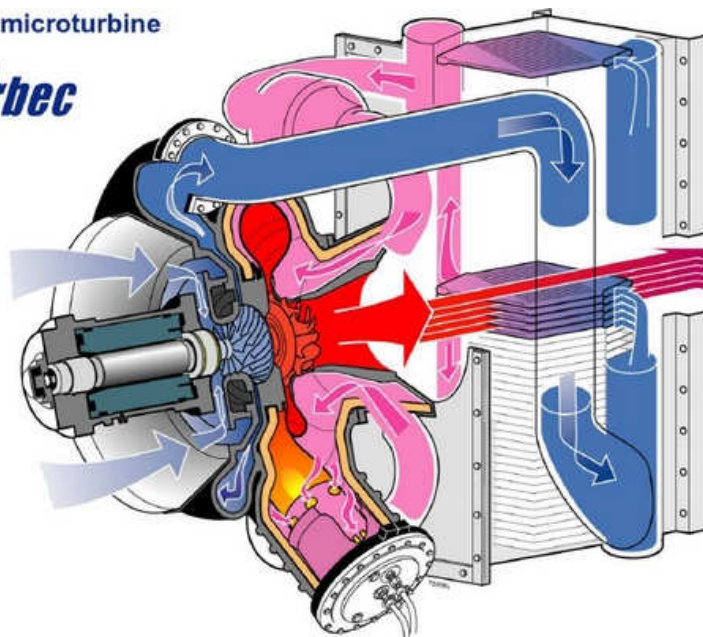
Popíšeme si zjednodušený princip radiální MT v bodech:

- Soustrojí je nejprve roztočeno startérem
- Vzduchový kompresor po roztočení stlačuje vzduch do spalovací komory
- Do spalovací komory je přiváděno kromě vzduchu pod tlakem i palivo
- Výbušná směs paliva a vzduchu je jednorázově elektricky zapálena
- Hořením se zvyšuje objem a dochází k expanzi přes oběžné kolo turbíny
- Po krátkém čase je hoření stabilizováno
- Expandující spaliny roztáčí oběžné kolo turbíny a je možné vypnout startér
- Přidáváním paliva se zvyšují otáčky a generátor vyrábí elektřinu
- Elektronický řídicí systém přifázuje generátor k rozvodné síti

Celý proces probíhá zcela automaticky. Není-li provozován paralelně se sítí, je frekvence nastavena na vlastní předvolenou hodnotu. [7]

T100 microturbine

turbec



Obrázek 4.1.3 Řez spalovací mikroturbínou MT100 [17]

4.1.3 Tabulka porovnání se SM

KJ s mikroturbínou je hlavním konkurentem KJ se spalovacím motorem, uvedeme si tabulku pro přímé porovnání.

Vlastnost	Spalovací motor			Mikroturbína
Životnost (hodin do GO)	15000			30000
Pohyblivých dílů	cca 100			1
Vnější tepelné příslušenství	Kapalinové chlazení - nutné			žádné
Provozní kapaliny	Mazací olej, nemrz. směs			žádné
Samostatný generátor	nutný			ne
Dodatečné snižování emisí	nutné			ne
Hmotnost	vysoká			nízká
Zastavěný prostor	velký			malý
Cena údržby	vysoká			nižší
Elektrická účinnost	vyšší			nižší
Hluk	velký			nižší
Spolehlivost	střední			vysoká
Využití tepla spalin, čistota	střední			vysoké
Pořizovací cena	nižší			vyšší

Tabulka 4.1.3.1 Porovnání parametrů SM a MT [11]

4.1.4 Využití MT

- výroba elektrické energie - záložní zdroj, špičkový zdroj, dobíjecí zdroj
- výroba elektrické a tepelné energie - decentralizovaný zdroj energie (kogenerace)
- nízkoemisní zdroj, zdroj vysoko potencionálního tepla (teplo čistých spalin)
- využití odpadního tepla jiných zdrojů [11]

4.1.5 Paliva pro mikroturbínu

MT může pracovat na nejrůznější paliva, většinou s určitými korekcemi na soustrojí. Vyžadují ale relativně kvalitní a čisté palivo.

Možnosti paliv: zemní plyn, bioplyn, nafta, benzín, petrolej, metanol, etanol, LPG, kerosin ad. [11]

4.1.6 Výrobci a budoucnost mikroturbín

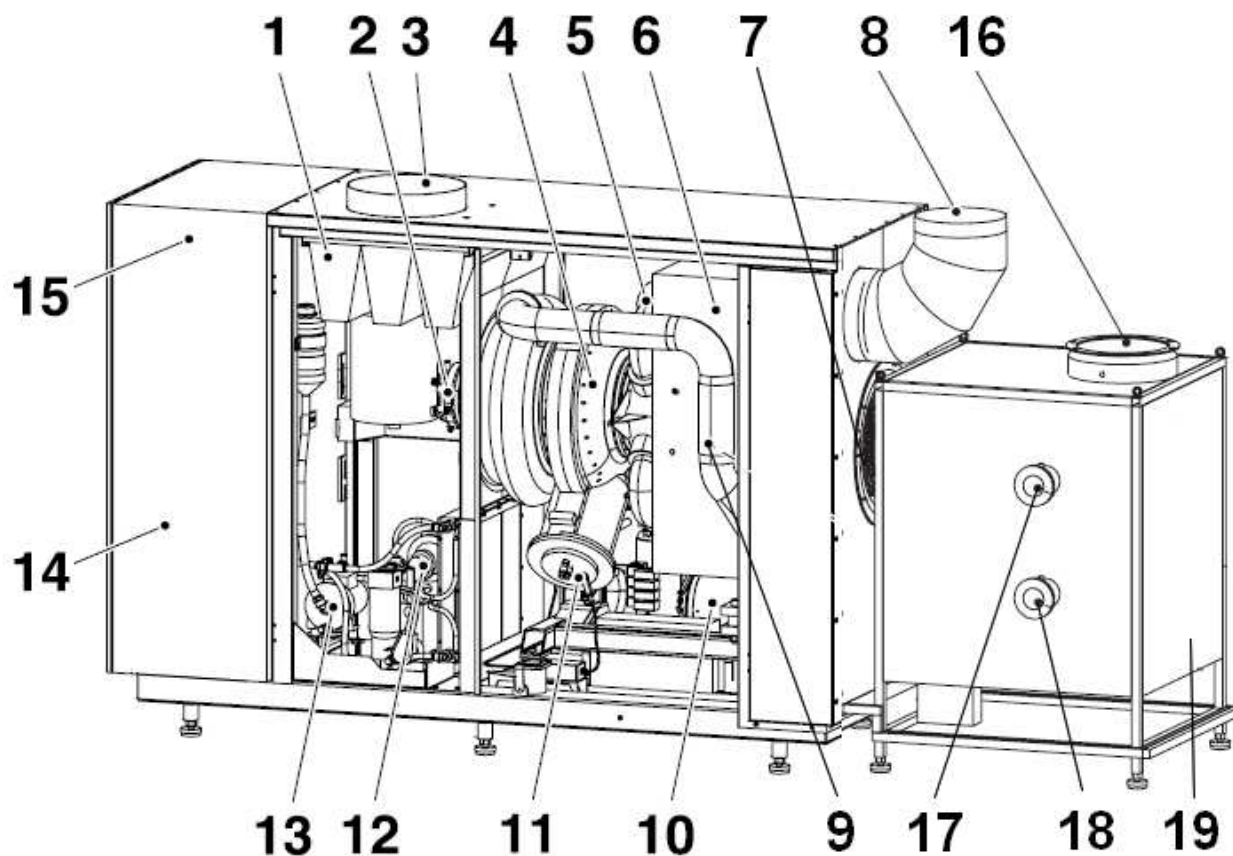
Na trhu jsou mikroturbíny od dalších výrobců, dnes asi nejznámější a největší americká firma Capstone. Má na svém kontě nejvíce prodaných kusů. Tato firma vyvinula řadu MT o výkonu 30-65-200. Asi nejvíce na trhu propaguje svou MT s výkonem 200 kW, kterou je možné spojovat do bloků a vytvořit tak zdroje o velice variabilním výkonu. Nyní pracuje na vývoji kogenerační jednotky s mikroturbínou, s dvoustupňovým kompresorem

s mezichlazením a dvoustupňovou axiální turbínou. Tato jednotka by mohla dosahovat elektrické účinnosti až 45% a být velmi konkurence schopná spalovacím motorům.

Vývoj se dále ubírá také směrem k hledání materiálů k výrobě samotné turbíny. Možnost vyšší přiváděné teploty na turbínu by výrazně zvýšila účinnost cyklu. Jedná se zejména o materiály na bázi křemíku (např. Si_3N_4). Tyto materiály by také byly vhodné na výrobu lehkého rekuperátorů a spalovací komory. Seriová výroba odleváním by také přispěla k zlevnění výroby. Dříve se vývojem MT zabývaly také fy Ingersoll-Rand s KJ Powerworks, Bowmanelliott s KJ GT80 nebo Turbec AB s KJ T100. V České republice firma PBS Velká Bíteš vyvinula nízkoemisní mikroturbínový zdroj NETZ 100kWe, který už dnes ale nemá ve své nabídce. Tato MT později posloužila k vývoji flexibilního energetického systému zkráceně FES, kterým se zabývá firma Vítkovice.

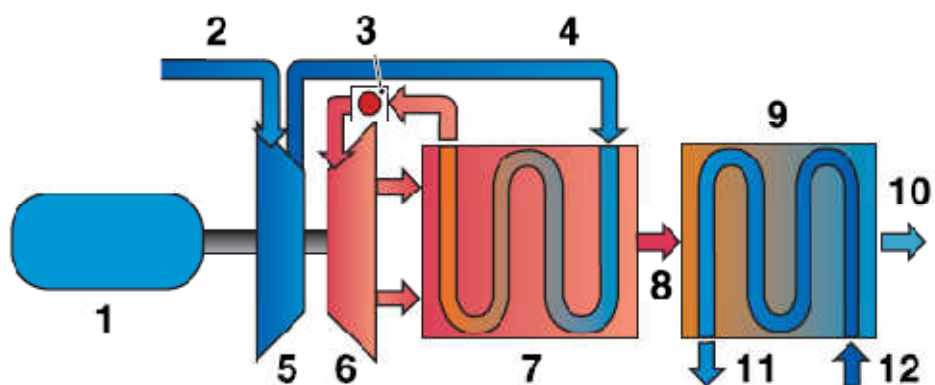
5 KONCEPČNÍ NÁVRH KJ S MT

Jako vzor KJ pro mou diplomovou práci jsem zvolil model kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou T100, firmy Turbec o výkonu 100kWe a 155kWt.



Obrázek 4.1.1 Popis KJ Turbec T100 PH (III)[16]

1. Vzduchový filtr 2. Generátor 3. Přívod vzduchu 4. Turbína, kompresor 5. Potrubí z rekuperátoru 6. Rekuperátor
7. Vývod spalin do výměníku 8. Ventilační odvod vzduchu 9. Potrubí do rekuperátoru 10. Plynový kompresor
11. Spalovací komora 12. Olejové čerpadlo 13. Čerpadlo chladicí vody 14. Výkonová elektronika 15. Řídící systém
16. Vývod spalin z výměníku (výfuk) 17. Vstup topná voda 18. Výstup topná voda 19. Výměník spaliny-voda



Obrázek 4.1.2 Schéma KJ Turbec T100 PH [16]

1. Generátor 2. Vstup vzduchu 3. Spalovací komora 4. Potrubí do rekuperátoru 5. Kompresor 6. Turbína
7. Rekuperátor 8. Výstup spalin z rekuperátoru 9. Výměník spaliny-voda 10. Výfuk 11. Výstup horká voda 12.
Vstup horká voda



Obrázek 4.1.3 Kogenerační jednotka Turbec T100[17]

5.1 Technické parametry jednotky

Obecné informace			
Používání	Vnitřní / venkovní		
Rozměr	900 x 1810 x 2770 mm		
Hmotnost	T100 PH 2770-3100 kg		
Okolní teplota	-25 °C až 40 °C		
Mikroturbína	Označení	Veličina	Jednotka
Výkon generátoru	Pe	100	kWe
Turbína typu		radiální	
Typ spalovací komory		válcová	
Počet spalovacích komor		1	
Účinnost spalovací komory	η_{sk}	0,95	-
Izoentropická účinnost turbíny	η_{iet}	0,8	-
Mechanická účinnost turboagregátu	η_{mtg}	0,95	-
Účinnost rekuperátoru	η_{rek}	0,75	-
Tlak ve spalovací komoře	P3	0,45	Mpa
Tlak na výstupu turbíny	P4	0,1	Mpa
Vstupní teplota turbíny	T3	950	°C
Počet hřídelí		1	
Jmenovité otáčky	n	70000	ot/min
Spotřeba oleje		< 3l / 6 000h	
Účinnost generátoru	η_g	0,96	-
Kompresor vzduchový			
Kompresor typu		radiální	
Kompresní poměr	ϵ	4,5	-
Adiabatický exponent	κ	1,4	-
Izoentropická účinnost kompresoru	η_{iek}	0,8	-
Rozsah teplot nasávaného vzduchu		-10 až 40	°C
Tlak nasávaného vzduchu	P1	0,1	Mpa
Teplota nasávaného vzduchu	T1	15	°C
Tlak vzduchu po kompresi	P2	0,45	Mpa
Vlhkost vzduchu	v	1,03	
Palivo - zemní plyn - tranzitní (Rusko)			
Výhřevnost	Qi	34	MJ/m ³ _N
Složení ZP:	CH ₄	98,39	%
	C ₂ H ₆	0,44	%
	C ₃ H ₈	0,16	%
	C ₄ H ₁₀	0,07	%
	C ₅ H ₁₂	0,03	%
	CO ₂	0,07	%
	N ₂	0,84	%
Teplota plynu v rozvodu	Tp	15	°C
Tlak zemního plynu v rozvodu	Pr	0,2	Mpa
Požadovaný tlak plynu	Pp	0,8	Mpa
Kompresor plynový			
Kompresní poměr	ϵ	4	-
Adiabatický exponent	κ	1,4	-
Izoentropická účinnost plyn. kompresoru	η_{iepk}	0,9	-
Mechanická účinnost plyn. kompresoru	η_{mpk}	0,95	-
Účinnost elektromotoru plyn. kompresoru	η_{epk}	0,9	-

Tabulka 4.1.6.1 Parametry navrhované kogenerační jednotky

6 VÝPOČTOVÁ ČÁST - TURBÍNA

Pro výpočet idealizovaného oběhu byly převzaty některé parametry výrobce jednotky T100.

6.1 Stechiometrie

Teoretické množství kyslíku (7.0)

$$V_{O_2,t} = \Sigma \left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot CxHy + 0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + 3,8CmHn - O_{2,ZP}$$

$$V_{O_2,t} = 2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 8C_5H_{12}$$

$$V_{O_2,t} = 2 \cdot 0,9839 + 3,5 \cdot 0,0044 + 5 \cdot 0,0016 + 6,5 \cdot 0,0007 + 8 \cdot 0,0003$$

$$V_{O_2,t} = 1,998 \sim 2 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Teoretické množství vzduchu (7.1)

$$V_{vz,t}^s = \frac{V_{O_2,t}}{0,21}$$

$$V_{vz,t}^s = \frac{2}{0,21}$$

$$V_{vz,t}^s = 9,524 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Skutečné množství suchého vzduchu (7.2)

$$V_{vz,s}^s = V_{vz,t}^s \cdot n$$

$$V_{vz,s}^s = 9,524 \cdot 4,6$$

$$V_{vz,s}^s = 43,81 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Pozn. přebytek vzduchu n vypočten ve vzorci 7.25

Skutečné množství vlhkého vzduchu (7.3)

$$V_{vz,s}^v = V_{vz,s}^s \cdot v$$

$$V_{vz,s}^v = 43,81 \cdot 1,03$$

$$V_{vz,s}^v = 45,1243 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Množství CO₂ ve spalínách (7.4)

$$V_{CO_2} = CO + x \cdot CxHy + 2,6CmHn + CO_{2,ZP}$$

$$V_{CO_2} = CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12} + CO_{2,ZP}$$

$$V_{CO_2} = 0,9839 + 2 \cdot 0,0044 + 3 \cdot 0,0016 + 4 \cdot 0,0007 + 5 \cdot 0,0003 + 0,0007$$

$$V_{CO_2} = 1,0025 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Teoretické množství N₂ ve spalínách (7.5)

$$V_{N_2,t} = N_{2,ZP} + 0,79 V_{vz,t}^s$$

$$V_{N_2,t} = 0,0084 + 0,79 \cdot 9,524$$

$$V_{N_2,t} = 7,5324 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Teoretické množství suchých spalín (7.6)

$$V_{sp,t}^s = V_{N2,t} + V_{CO2,t}$$

$$V_{sp,t}^s = 7,5324 + 1,0025$$

$$V_{sp,t}^s = 8,5349 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Skutečné množství suchých spalín (7.7)

$$V_{sp,s}^s = V_{sp,t}^s + (n - 1) \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{sp,s}^s = 8,5349 + (4,6 - 1) \cdot 9,524$$

$$V_{sp,s}^s = 42,8213 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Teoretické množství H₂O ve spalínách (7.8)

$$V_{H2O,t} = H_2 + \frac{y}{2} \cdot CxHy + 2,4 \cdot CmHn + (v - 1) \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{H2O,t} = 2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 6C_5H_{12} + 0,03 \cdot 9,524$$

$$V_{H2O,t} = 2 \cdot 0,9839 + 3 \cdot 0,0044 + 4 \cdot 0,0016 + 5 \cdot 0,0007 + 6 \cdot 0,0003 + 0,28572$$

$$V_{H2O,t} = 2,2784 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Teoretické množství vlhkých spalín (7.8)

$$V_{sp,t}^s = V_{N2,t} + V_{CO2,t} + V_{H2O,t}$$

$$V_{sp,t}^s = 7,5324 + 1,0025 + 2,2784$$

$$V_{sp,t}^s = 10,8133 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Skutečné množství H₂O ve spalínách (7.10)

$$V_{H2O,s} = V_{H2O,t} + [(v - 1) \cdot (n - 1) \cdot V_{vz,t}^s]$$

$$V_{H2O,s} = 2,2784 + (0,03 \cdot 3,6 \cdot 9,524)$$

$$V_{H2O,s} = 3,307 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Skutečné množství O₂ ve spalínách (7.9)

$$V_{O2,s} = 0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{vz,t}^s$$

$$V_{O2,s} = 0,21 \cdot (4,6 - 1) \cdot 9,524$$

$$V_{O2,s} = 7,2 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Skutečné množství N₂ ve spalínách (7.11)

$$V_{N2,s} = V_{N2,t} + [0,79 \cdot (n - 1) \cdot V_{vz,t}^s]$$

$$V_{N2,s} = 7,5324 + [0,79 \cdot (4,6 - 1) \cdot 9,524]$$

$$V_{N2,s} = 34,618 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Skutečné množství vlhkých spalín (7.12)

$$V_{sp,s}^v = V_{N2,t} + V_{O2,t} + V_{CO2,t} + V_{H2O,t}$$

$$V_{sp,s}^v = 34,618 + 7,2 + 1,0025 + 3,307$$

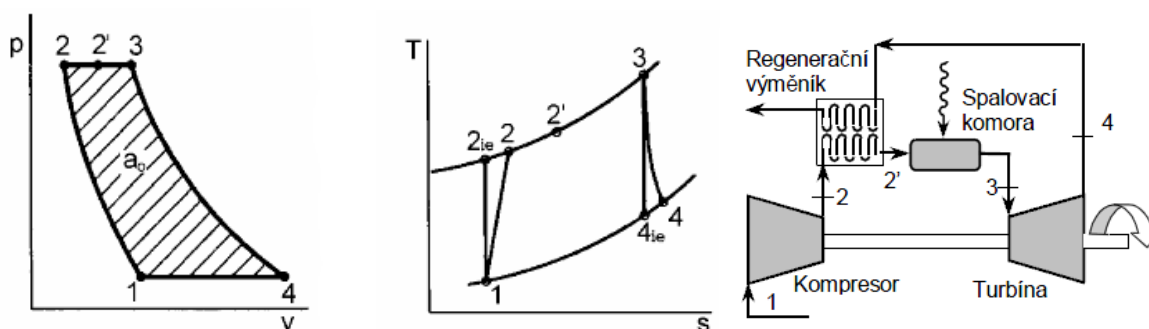
$$V_{sp,s}^v = 46,1275 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Koncentrace jednotlivých složek spalín

Palivo - zemní plyn tranzitní $Q_i = 34 \text{ MJ/m}^3_N$				
Složka	Suché spaliny		Vlhké spaliny	
	Koncentrace [%]	Množství [$\text{m}^3_N/\text{m}^3_N$]	Koncentrace [%]	Množství [$\text{m}^3_N/\text{m}^3_N$]
ω_{CO_2}	2,3412	1,0025	2,1733	1,0025
ω_{N_2}	80,8445	34,6180	75,0485	34,6180
ω_{O_2}	16,8144	7,2000	15,6089	7,2000
$\omega_{\text{H}_2\text{O}}$	0,0000	0,0000	7,1693	3,3070
Σ	100,0	42,8205	100,0	46,1275

Tabulka 4.1.6.1 Koncentrace jednotlivých složek spalín suchých, vlhkých

6.2 Výpočet idealizovaného oběhu MT



Obrázek 6.2.1 p-v, T-s diagramy a schéma Braytonova tepelného oběhu [8]

Entalpie vzduchu, teoretických spalín a ZP jsou určeny z náhradních funkcí v závislosti na teplotě:

$$\text{Vzduch: } i_{vz} = 1,335715 \cdot t + 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 [\text{kJ/m}^3_N]$$

$$\text{Spaliny: } i_{sp} = 1,430255 \cdot t + 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 [\text{kJ/m}^3_N]$$

$$\text{Zemní plyn: } i_{zp} = 1,628543 \cdot t + 10,41682 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 [\text{kJ/m}^3_N]$$

veličiny v bodech	1	2	2'	3	4	4'	5
$t_{vz} [^\circ\text{C}]$	15	208,38	508,23	950	608,18	270	70
$i_{vz} [\text{kJ/m}^3_N]$	20,05	281,78	699,36	1340,60	841,73	366,43	93,89
$t_{sp} [^\circ\text{C}]$				950	608,18	270	70
$i_{sp} [\text{kJ/m}^3_N]$				1461,73	912,06	394,49	100,68
$t_{zp} [^\circ\text{C}]$	15	170,61					
$i_{zp} [\text{kJ/m}^3_N]$	24,66	308,17					

Tabulka 4.1.6.1 Entalpie vzduchu, teoretických spalín a zemního plynu

6.2.1 Určení vnitřní práce plynového kompresoru

Adiabatická teplota plynu po kompresi (7.20)

$$T_{2plIZE} = T_{1pl} \cdot \varepsilon_{plk}^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)}$$

$$T_{2plIZE} = 288,15 \cdot 4^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}$$

$$T_{2plIZE} = 428,2 \text{ K}$$

Skutečná teplota plynu po kompresi (7.21)

$$T_{2pl} = T_{1pl} + \frac{T_{2plIZE} - T_{1pl}}{\eta_{plIZE}}$$

$$T_{2pl} = 288,15 + \frac{428,2 - 288,15}{0,9}$$

$$T_{2pl} = 443,76 \text{ K}$$

Vnitřní práce plynového kompresoru na 1 m³_N plynu: (7.22)

$$A_{plk} = \frac{i_{pl2} - i_{pl1}}{\eta_{mpk}}$$

$$A_{plk} = \frac{308,17 - 24,66}{0,95}$$

$$A_{plk} = 298,43 \text{ kJ/m}_N^3$$

6.2.2 Určení vnitřní práce vzduchového kompresoru

Adiabatická teplota vzduchu po kompresi (7.23)

$$T_{2IZE} = T_1 \cdot \varepsilon^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)}$$

$$T_{2IZE} = 288,15 \cdot 4,5^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}$$

$$T_{2plIZE} = 442,85 \text{ K}$$

Skutečná teplota vzduchu po kompresi (7.24)

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2IZE} - T_1}{\eta_{IZEk}}$$

$$T_2 = 288,15 + \frac{442,85 - 288,15}{0,8}$$

$$T_2 = 481,53 \text{ K}$$

Určení přebytku vzduchu: (7.25)

$$n = \frac{Q_i \cdot \eta_{sk} + i_{2pl} \cdot \eta_{sk} + V_{vz,t}^s \cdot i_{3vz,t} - V_{sp,t}^v \cdot i_{3sp}}{V_{vz,t}^s \cdot (i_{3vz} - i_{2'vz} \cdot \eta_{sk})}$$
$$n = \frac{34000 \cdot 0,95 + 308,17 \cdot 0,95 + 9,524 \cdot 1340,6 - 10,8133 \cdot 1461,73}{9,524 \cdot (1340,61 - 699,36 \cdot 0,95)}$$

$$n = 4,6 \text{ m}_N^3/\text{m}_N^3$$

Vnitřní práce vzduchového kompresoru na 1 m_N³ plynu: (7.26)

$$A_{VNk} = n \cdot V_{vz,t}^s \cdot (i_{2vz} - i_{1vz})$$

$$A_{VNk} = 4,6 \cdot 9,524 \cdot (281,76 - 20,05)$$

$$A_{VNk} = 11465,62 \text{ kJ}/\text{m}_N^3$$

Teplota vzduchu za rekuperátorem (7.26)

$$T_2' = T_2 + [(T_4 - T_2) \cdot \eta_{rek}]$$

$$T_2' = 481,53 + [(881,33 - 481,53) \cdot 0,75]$$

$$T_2' = 781,38 \text{ K}$$

6.2.3 Určení vnitřní práce turbíny

Adiabatická teplota spalín na výstupu turbíny (7.27)

$$T_{4IZE} = \frac{T_3}{\varepsilon^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)}}$$

$$T_{4IZE} = \frac{1223,15}{4,5^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}}$$

$$T_{4IZE} = 795,88 \text{ K}$$

Skutečná teplota spalín na výstupu turbíny (7.28)

$$T_4 = T_3 - [\eta_{IET} \cdot (T_3 - T_{4IZE})]$$

$$T_4 = 1223,15 - [0,8 \cdot (1223,15 - 795,88)]$$

$$T_4 = 881,33 \text{ K}$$

Vnitřní práce turbíny na 1 m_N³ plynu: (7.29)

$$A_{Vnt} = V_{sp,t}^v \cdot (i_{3sp} - i_{4sp}) + [(n - 1) \cdot V_{vz,t}^s \cdot (i_{3vz} - i_{4vz})]$$

$$A_{Vnt} = 10,8133 \cdot (1461,3 - 912,06) + [(4,6 - 1) \cdot 9,524 \cdot (1340,6 - 841,73)]$$

$$A_{Vnt} = 23043,55 \text{ kJ}/\text{m}_N^3$$

6.2.4 Výpočty vztažené k celému soustrojí

Vnitřní práce agregátu (7.30)

$$A_{ag} = A_{Vnt} - A_{VNk}$$

$$A_{ag} = 23043,55 - 11465,62$$

$$A_{ag} = 11577,93 \text{ kJ}/m_N^3$$

Vnitřní práce generátoru (7.31)

$$A_g = A_{ag} \cdot \eta_{mtg} \cdot \eta_g$$

$$A_g = 11577,93 \cdot 0,95 \cdot 0,96$$

$$A_g = 10559,07 \text{ kJ}/m_N^3$$

Účinnost výroby elektrické energie (7.32)

$$\eta_{el} = \frac{A_g}{Q_i^r} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = \frac{10559,07}{34000} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = 31 \%$$

Spotřeba zemního plynu (7.33)

$$\dot{V}_{pl} = \frac{P_{el}}{Q_i^r \cdot \eta_{el}}$$

$$\dot{V}_{pl} = \frac{100}{34000 \cdot 0,31}$$

$$\dot{V}_{pl} = 0,0095 \text{ m}_N^3/s = 34,2 \text{ m}_N^3/h$$

Výkon plynového kompresoru (7.34)

$$P_{plk} = A_{plk} \cdot \dot{V}_{plk}$$

$$P_{plk} = 298,43 \cdot 0,0095$$

$$P_{plk} = 2,835 \text{ kW}$$

Příkon plynového kompresoru (7.35)

$$P_{0plk} = \frac{P_{plk}}{\eta_{epk}}$$

$$P_{0plk} = \frac{2,835}{0,9}$$

$$P_{0plk} = 3,15 \text{ kW}$$

Čistý elektrický výkon (7.36)

$$P_{sit} = P_{el} - P_{0plk}$$

$$P_{sit} = 100 - 3,15$$

$$P_{sit} = 96,85 \text{ kW}$$

6.2.5 Produkce tepla

Tepelný příkon kotle (7.37)

$$Q_k = \dot{V}_{pl} \cdot [V_{sp,t}^v \cdot i_{4'sp} + [(n-1) \cdot V_{vz,t}^s \cdot i_{4'vz}]]$$

$$Q_k = 0,0095 \cdot [(10,8813 \cdot 394,49) + [(4,6-1) \cdot 9,524 \cdot 366,43]]$$

$$Q_k = 159,878 \text{ kW}$$

Tepelný výkon kotle při využití teploty spalin do 70°C (7.38)

$$P_k = [V_{sp,t}^v \cdot (i_{4'sp} - i_{5sp}) + (n-1) \cdot V_{vz,t}^s \cdot (i_{4'vz} - i_{5vz})] \cdot \dot{V}_{pl} \cdot [(100 - \xi_k)/100]$$

$$P_k = [10,8133 \cdot (394,49 - 100,68) + (3,6) \cdot 9,524 \cdot (366,43 - 93,89)] \cdot 0,0095 \cdot [(100 - 1,1)/100]$$

$$P_k = 117,7 \sim 120 \text{ kW}$$

- ztráta kotle do okolí $\xi = 1,1$ %tepelného příkonu kotle
- předpokládaná teplota spalin na výstupu z kotle je 70°C

Účinnost spalinového kotle (7.39)

$$\eta_t = \frac{P_k}{Q_k} \cdot 100$$

$$\eta_t = \frac{117,7}{159,878} \cdot 100$$

$$\eta_t = 73,6 \%$$

Teplárenský modul (7.40)

$$e = \frac{P_e}{P_k}$$

$$e = \frac{96,85}{117,7}$$

$$e = 0,823$$

6.2.6 Celková účinnost

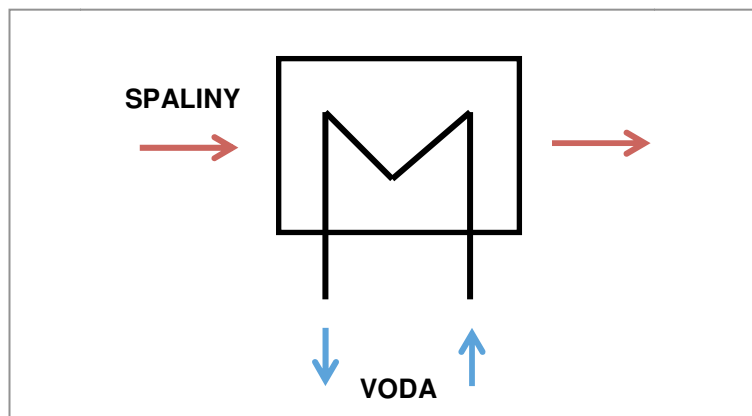
Účinnost celková kogenerace (7.41)

$$\eta_c = \frac{P_k + P_{el}}{\dot{V}_{pl} \cdot Q_i^r} \cdot 100$$

$$\eta_c = \frac{117,7 + 96,85}{0,0095 \cdot 34000} \cdot 100$$

$$\eta_c = 66,42 \%$$

7 VÝPOČTOVÁ ČÁST - VÝMĚNÍK SPALINY VODA



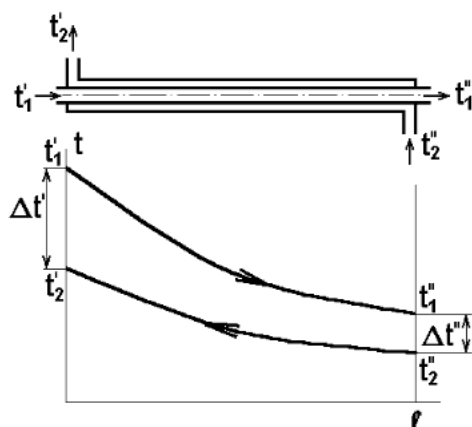
Obrázek 6.2.1 Schéma výměníku spaliny - voda

7.1 Parametry pracovních látek

Parametry spalin:	Parametry topné vody:
$T_{s_{in}} = 270 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{v_{in}} = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$T_{s_{out}} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{v_{out}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$V_s = 0,429 \text{ m}^3/\text{s}$	$m = 1,4354 \text{ kg/s}$
$v_s = 29,422 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	$v_v = 0,413 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
$\lambda_s = 0,04591 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\lambda_v = 0,66 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$Pr = 0,676$	$Pr = 2,595$
$T_{s_{stř}} = 170 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{v_{stř}} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$

7.2 Obecně k výměníku tepla

Pro náš záměr bude použit výměník rekuperační. Výměník bude protiproudý křížový s vystřídáním uspořádáním trubek, kdy předpokládám nejvýhodnější poměr výkon/velikost. Proudění kolmé na svazek o rychlosti vysoké tak, abychom se pohybovali v rozmezí kritéria $Re = 10^3 - 10^5$, tedy proudění turbulentní.



Obrázek 7.2.1 Schéma, graf a vzorce pro výpočet protiproudého výměníku [8]

Tepelná bilance výměníku:

$$d\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot dt_1 = |\dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot dt_2|$$

Střední (logaritmický) teplotní rozdíl:

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}$$

Výpočet teplosměnné plochy:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t_{stř} \rightarrow S = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t_{stř}}$$

7.3 Výpočet výměníku – strana spalin

Pokud splníme podmínku proudění kolmé na svazek s takovou rychlostí, abychom se pohybovali v rozmezí kritéria $Re\ 10^3 - 10^5$, poté můžeme k hlavnímu výpočtu využít vzorec pro kritérium Nusseltovo, které má obecný tvar:

Tabulkové parametry k výpočtu podle [9] pro vystřídané uspořádání trubek:

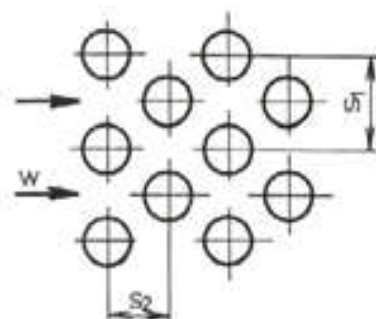
$$c = 0,41$$

$$n = 0,60$$

$$Pr = 0,676$$

Střední teplota spalin

(8.30)



Obrázek 7.3.1 Schématické rozmístění - vystřídané uspořádání trubek

Parametr uspořádání ϵ_s

(8.31)

— —

— —

Parametry uspořádání volím $S1 = 50\text{mm}$ a $S2 = 30\text{mm}$ (kdy $S2$ vychází z výpočtu $R=1,5 \cdot D$). Parametr $S1$ volím raději tak, aby vznikla 5mm vůle mezi trubkami. I kvůli snížení rychlosti proudění resp. tlakovým ztrátám spalin. Zde je ještě prostor ke zmenšení výměníku.

Světlý průřez příčného proudění

(8.32)

$$S_{tahu} = a \cdot b = 0,5 \cdot 1 = 0,5 \text{ m}^2$$

$$S_{trubek} = n_{řad} \cdot D \cdot v_{řady} = 9 \cdot 0,02 \cdot 0,96 = 0,173 \text{ m}^2$$

$$F_S = S_{tahu} - S_{trubek} = 0,5 - 0,173 = 0,327 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění

(8.33)

$$w_s = \frac{V_s}{F_s} \cdot \frac{273 + T_s}{273} = \frac{0,429}{0,327} \cdot \frac{273 + 170}{273} = 2,128 \text{ m/s}$$

Rychlost proudění je závislá na průřezu tahu a plochy trubek první řady v řezu. Z předběžného propočtu jsem zjistil, že optimální velikost stran tahu je šířka $a=0,5\text{m}$ a výška $b=1\text{m}$. Velikost teplosměnné plochy už poté bude záviset na délce výměníku resp. počtu řad.

Do průřezu tohoto tahu lze umístit 9 trubek do řady resp. 18 řadů o výšce $0,95\text{m}$. Na výrobu svazku trubek je použita bezešvá trubka válcovaná za tepla (vyráběna z plné kulatiny protlačením přes trn) v jakosti 11 353 (jednouúčelová ocel pouze k výrobě bezešvé trubky), se zaručenou svařitelností závislou na tloušťce materiálu. Vnější průměr trubek jsem po předchozím propočtu zvolil $D=20\text{mm}$, kvůli rychlosti proudění uvnitř trubek a také pro její velmi malý poloměr ohybu $R=30\text{mm}$. Kdy se dá do malého prostoru vměstnat velká teplosměnná plocha. Tloušťka stěny $2,6\text{mm}$. Vnitřní průměr $d=14,8\text{mm}$. Parametr oceli – součinitel tepelné vodivosti $\lambda_m = 40 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

vnější D (mm)	Tloušťka stěny t (mm)							
	2,6	2,9	3,2	3,6	4	4,5	5	5,6
20	1,12	1,22	1,33	1,46	1,58			
21,3	1,2	1,32	1,43	1,57	1,71			
22	1,24	1,37	1,48	1,63	1,78			
25	1,44	1,58	1,72	1,9	2,07			
26,9	1,56	1,72	1,87	2,07	2,26			
28	1,63	1,8	1,96	2,17	2,37			
31,8	1,87	2,07	2,26	2,5	2,74	3,03	3,3	
33,7	1,99	2,2	2,41	2,67	2,93	3,24	3,54	
35	2,08	2,3	2,51	2,79	3,06	3,39	3,7	
38	2,27	2,51	2,75	3,05	3,35	3,72	4,07	4,48
40	2,4	2,65	2,9	3,23	3,55	3,94	4,32	4,75

Tabulka 6.2.6.1 Materiál pro výrobu svazku [18]

Reynoldsovo kritérium - spaliny (8.34)

$$Re = \frac{w_s \cdot D}{\nu_s} = \frac{2,128 \cdot 0,02}{29,422 \cdot 10^{-6}} = 1446,248 \sim 1446$$

Nusseltovo kritérium pro 3 až X řadu (8.35)

$$Nu_x = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i$$

$$Nu_x = 0,41 \cdot 1446^{0,41} \cdot 0,676^{0,33} \cdot 1,089 \cdot 1$$

$$Nu_x = 30,885$$

Součinitel přestupu tepla pro 3 až X řadu (spaliny - trubka) (8.36)

$$\alpha_{sx} = \frac{Nu_x \cdot \lambda}{D} = \frac{30,885 \cdot 0,04591}{0,02} = 70,896 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

7.4 Výpočet výměníku – strana vody

Střední teplota vody (8.40)

$$Tv_{stř} = \frac{Tv_{in} + Tv_{out}}{2} = \frac{80 + 60}{2} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Hmotnostní průtok (8.41)

$$m = \frac{P_K}{c_p \cdot (Tv_{out} - Tv_{in})} = \frac{120}{4,18 \cdot (80 - 60)} = 1,435 \text{ kg/s}$$

Objemový průtok (8.42)

$$Vv = \frac{m}{\rho} = \frac{1,435}{977,76} = 0,001 \text{ m}^3/\text{s} = 3600 \cdot 0,001 = 5,285 \text{ m}^3/\text{h}$$

Rychlost podélného proudění uvnitř jedné trubky (8.43)

$$w_v = \frac{\frac{Vv}{Fv}}{n_{hadů}} = \frac{\frac{0,001}{0,000172}}{18} = 0,474 \text{ m/s}$$

Reynoldsovo kritérium - voda (8.44)

$$Re = \frac{w_s \cdot d}{\nu_v} = \frac{0,474 \cdot 0,0148}{0,413 \cdot 10^{-6}} = 16997,6 \sim 16998 \Rightarrow \text{proudění turbulentní}$$

Nusseltovo kritérium (8.45)

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,021 \cdot 16998^{0,8} \cdot 2,595^{0,43} \cdot 1 \cdot 2,2 \cdot 1$$

$$Nu = 168,7$$

$\varepsilon_t = 1$... zanedbáváme rozdíl teplot mezi kapalinou a stěnou

$\varepsilon_L = 1$... dlouhá trubka

$$Re > Re_{kr} \dots \varepsilon_R = 1 + 1,8 \cdot \frac{d}{R} = 1 + 1,8 \cdot \frac{0,0148}{0,03} = 2,2$$

Součinitel přestupu tepla (voda - trubka) (8.46)

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda_v}{d} = \frac{168,7 \cdot 0,66}{0,0148} = 7521,67 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

7.5 Výpočet výměníku – prostup tepla

Součinitel prostupu tepla na metr trubky (8.50)

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{sx} \cdot D} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_m} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_v \cdot d}}$$

$$k = \frac{3,14}{\frac{1}{70,896 \cdot 0,02} + \frac{1}{2 \cdot 40} \cdot \ln \frac{0,02}{0,0148} + \frac{1}{7521,67 \cdot 0,0148}}$$

$$k = 4,3732 \text{ W} \cdot \text{m} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmický rozdíl teplot (8.51)

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \cdot \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{200 - 20}{\ln \cdot \frac{200}{20}} = 78,173 \text{ °C}$$

Prostup tepla metru trubky (8.52)

$$q_1 = k \cdot \Delta t_{stř} = 4,3732 \cdot 78,173 = 341,866 \text{ W} \cdot \text{m} \cdot \text{K}^{-1}$$

Celková délka trubek (8.53)

$$L = \frac{Pk}{q_1} = \frac{120000}{341,866} = 351 \text{ m}$$

Délka trubky v řadě (8.54)

$$l_{TR} = (v_{řady} - 2 \cdot R) + (\pi \cdot R) = (0,96 - 2 \cdot 0,03) + (3,14 \cdot 0,03) = 0,9942 \text{ m}$$

Počet řad (8.55)

$$n_{řad} = \frac{L}{Počet_{TRvŘ} \cdot l_{TR}} = \frac{351}{9 \cdot 0,9942} = 39,227 \sim 39 \text{ řad}$$

Jelikož nám tento údaj zasahuje do výpočtu Nu kritéria v podobě parametrů ε_i pro první a druhou řadu. Přepočet jsem provedl v programu Excel, v kterém jsem si udělal program pro výpočet. Po přepočtu veličin se parametry α_s změní na 69,655 a součinitel prostupu k na hodnotu 4,298. Tyto malé korekce způsobí změnu koncového parametru q_1 (prostup tepla na metr trubky). Ten se změní na hodnotu:

$$q = 335,988 W \cdot m \cdot K^{-1}$$

A z toho plynoucí změny:

Skutečná celková délka trubek (8.56)

$$L = \frac{Pk}{q_1} = \frac{120000}{335,988} = 357,2 m$$

Skutečný počet řad (8.57)

$$n_{rad,skut} = \frac{L}{Počet_{TRvŘ} \cdot l_{TR}} = \frac{357}{9 \cdot 0,9942} = 39,89 \sim 40 \text{ řad}$$

Délka hada (8.58)

$$L_{had} = \frac{n_{rad,skut}}{2} \cdot l_{TR} = 20 \cdot 0,9924 = 19,848 m$$

Délka svazku (8.59)

$$L_{svazku} = n_{rad,skut} \cdot S_2 = 40 \cdot 0,03 = 1,2 m$$

Z výpočtů známe skutečnou velikost výměníku.

7.6 Konstrukční návrh

Výkresová dokumentace vypočítaného výměníku spaliny – voda se nachází v příloze této práce. Byla vytvořena v programu SchemataCAD.

7.6.1 Jednotlivé konstrukční části a materiál

- 1) Svazek je vyroben z trubek délky 5m. Jako materiál trubek je použita bezešvá trubka válcovaná za tepla (vyráběna z plné kulatiny protlačením přes trn) v jakosti 11 353 (jednouúčelová ocel pouze k výrobě bezešvé trubky), se zaručenou svařitelností závislou na tloušťce materiálu. Trubky jsou ohýbány na CNC elektrohydraulické ohýbačce. Jelikož had je dlouhý 19 metrů, jsou potřeba na jeho výrobu cca 4 trubky. Pro snadnější svařování (hlavně z hlediska přístupu) navrhuji, při ohýbání 5metrových trubek vždy na jejím konci přivařit další trubku a pokračovat v ohýbání. Tím vyrobíme hada už v celkové požadované délce a je možné jej ihned použít pro další výrobní operaci. Takovýchto hadů potřebujeme celkem 18. Jeden had = 19 ohybů o 180°. Při návrhu jsem se snažil omezit počet ohybů, které prodražují a prodlužují celý výměník. Proto jsem svazek trubek navrhoval co nejvyšší a využil ohybů a snížil tak i počet hadů (šířku svazku) a celkově délku výměníku.



- 2) Svazek je upevněn v tzv. tahu. Navrhl jsem svařenou konstrukci z profilů U a V na kterou je následně přišroubován nebo přivařen plášť z plechu tloušťky 3mm. Dvě strany o větší ploše jsou pouze přišroubovány, aby bylo možná kontrola, čištění případně oprava. Větší volné plochy jsou zvenku zpevněny přivařenou pásovinou kolmo k ploše (v úhlopříčce).
- 3) Ke konstrukci jsou přivařeny oka pro zvedání a manipulaci s výměníkem. Vstupní a výstupní redukční hrdlo spalin („trychtýř“) je přišroubováno k základní konstrukci výměníku, aby byla možná případná demontáž. Hrdlo bude namontováno až na místě instalace. Příruby hrdel mohou být buď čtvercové, obdélníkové nebo kruhové záleží jaký je výstup z připojované technologie.
- 4) Upevnění svazku v tahu je pomocí stomečku nebo trubky na vstupu a výstupu do výměníku a dále jsou přivařeny procházející vstupní a výstupní trubky vnějším pláštěm. Zde jsem navrhl ekonomicky přínosné řešení.

V plášti je připravena obdélníková díra, kde je následně vsazen a přivařen plech s 18 otvory („trubkovnice“). Těmito otvory prochází konce trubek svazku (vstup a výstup vody). Takto připravené konce trubek jsou přivařeny k trubkovnici resp. k celé

konstrukci a slouží také jako upevnění svazku. Poté je na trubkovnici přivařen plech ohnutý do tvaru U. Jeden konec takto vzniklého hranolu je zavařen a na druhý je přivařen plech s přírubou. Toto se provede i u druhé strany svazku. Takto vzniklé vývody slouží jako rozdělovač a sběrač jednotlivých hadů svazku. Touto operací jsme ušetřili svařování vývodů do vzdálených rozdělovačů a hadů. Viz. detailní řešení na obrázku.

- 5) Výměník je řešen jako stojatý, spaliny vstupují zespod, kdy je podpořen přirozený tah spalin a rovnoměrný průtok celým objemem výměníku. U stojatého výměníku dále odpadá starost s případným vypouštěním vody z výměníku. U ležatého umístění bychom museli výměník, buď překlomit do stojaté polohy, nebo použít tlakový vzduch pro vytlačení vody ze svazku.
- 6) Kdyby nastaly jakékoliv problémy s výměníkem a nechtěli bychom zastavovat zařízení a omezovat výrobu elektřiny, je použit obtok spalin tzv. bypass celého výměníku, kdy spaliny z turbíny mohou vystupovat přímo do komína bez výroby tepla. Takto vytvořený obtok může sloužit také pro jiné využití tepla spalin než jen zamýšlené, např. pro sušičky, teplovzdušné vytápění atd.
- 7) Na stavbě je nejprve upevněn a vyrovnán nosný rám. K výměníku jsou přišroubovány hrdla. Následně je výměník přišroubován k nosnému rámu. Jsou připojeny vstupy a výstupy spalin a vody a je provedena tlaková zkouška. Poté je možné výměník zaizolovat a opatřit ochranným plechovým krytím.

Váha výměníku: 617kg

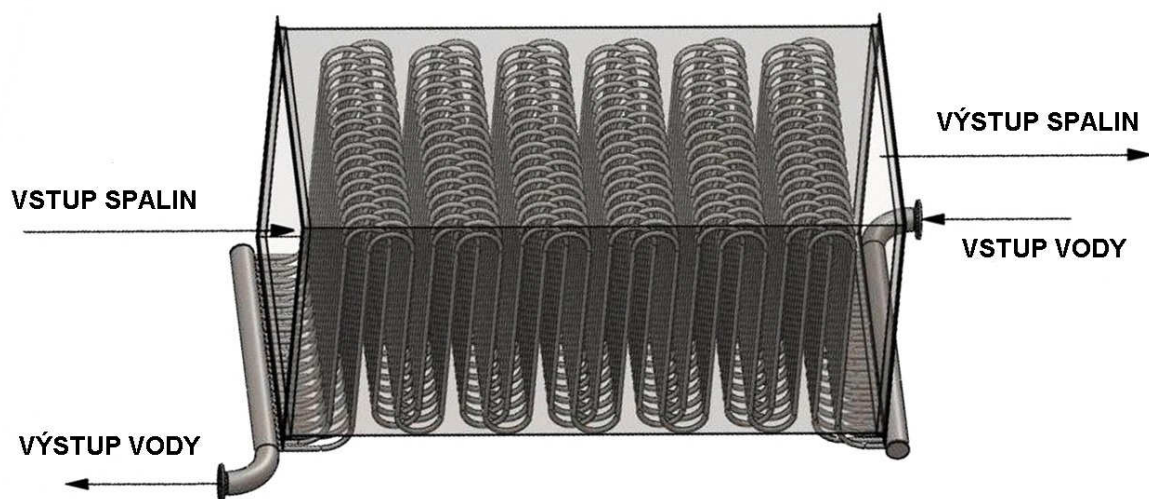
Objem vody: 0,063 m³

7.6.2 Hrubý propočet výrobních nákladů

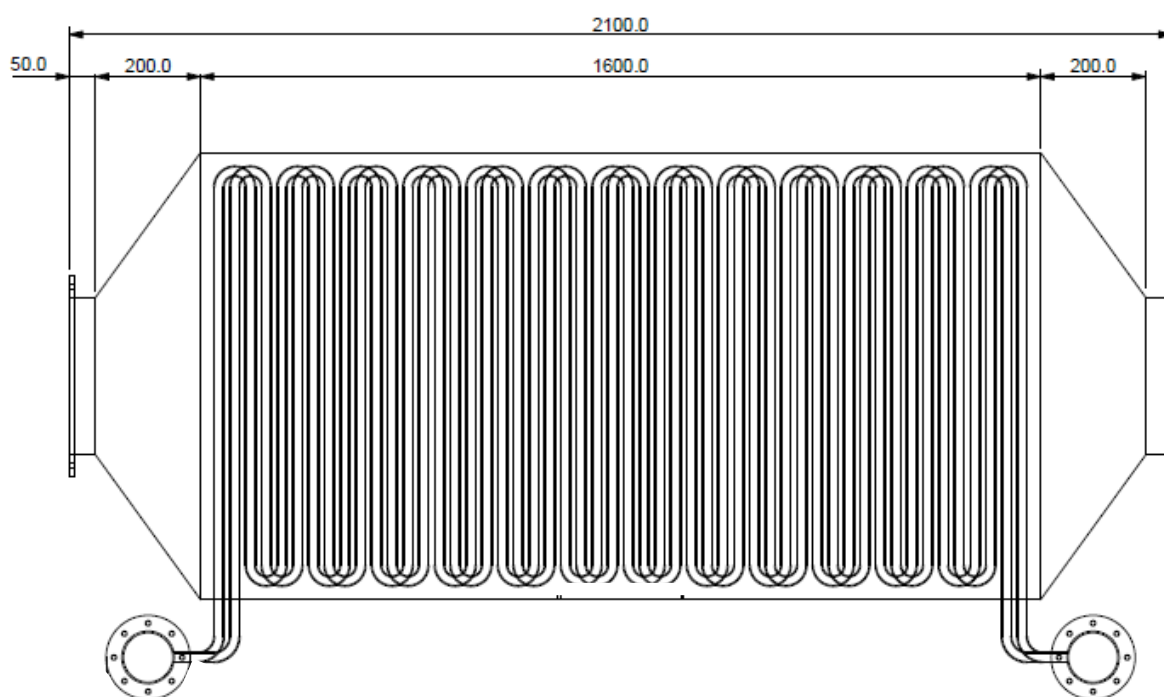
Hrubý odhad výrobních nákladů se pohybuje okolo 100 tis. Kč. Samozřejmě pokud bychom si výměník nechali vyrobit na zakázku, přibude ještě marže výrobní firmy atd.

	počet MJ	MJ	Cena MJ	Celkem Kč
Počet metrů trubek (5m)	370	m	46	17020
úhelní rovnoramenný	20	m	41	820
Opláštění	5	m ²	299	1495
Nosná konstrukce nosníky UPN	10	m	132	1320
Ostatní zámečnický materiál	1	ks	5000	5000
Ohýbání trubek	480	ks	20	9600
Spojovací materiál	1	ks	1000	1000
Příruby navařovací	2	ks	500	1000
Nátěr	2	kg	250	500
Svářeč+zámečnick	150	hod	350	52500
Celkem				90255 Kč

Tabulka 7.6.2.1 Tabulka přibližných výrobních nákladů výměníku



Obrázek 7.6.1 Případová studie konstrukce výměníku



Obrázek 7.6.2 Případová studie výměníku s přibližnými velikostmi

8 TECHNICKO - EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

V této kapitole provedu posouzení instalace kogenerační jednotky s mikroturbínou oproti jiným možnostem pokrytí požadované spotřeby energií v uvažovaném objektu. Popíšu jednotlivé varianty provozu, které přicházejí do úvahy. Změna dodávek energií a přechod na vlastní decentralizovaný zdroj, je vždy spojena s vynaložením investičních prostředků. Zisk, jako ekonomický ukazatel většinou rozhoduje o investování prostředků popř. je rozhodující parametr při výběru varianty. Je proto nutné provést zhodnocení finančních toků, souvisejících s pořízením a provozem KJ po celou dobu její životnosti.

Jak bylo dříve uvedeno, pro ekonomickou výhodnost provozování kogenerační jednotky je důležité mít zajištěn vyrovnaný a stálý odběr obou produkovaných energií a nejlépe pro vlastní spotřebu. Pak je nasazení velmi kladně zhodnoceno. V následujících kapitolách ukážu jednu z možností nasazení KJ a provedu ekonomické i environmentální zhodnocení investice.

8.1 Příklad a popis nasazení kogenerační jednotky

Ukázkový případ řeší zdroj tepla pro otopný systém bytového domu ve Vsetíně. Topná voda bude připravována kogenerační jednotkou jako základního zdroje a objektovou předávací stanicí napojenou na místní výtopnu, coby špičkového zdroje. Zdroj tepla bude připraven na případné doplnění tepelných čerpadel. Topný systém pro otopná tělesa zůstává stávající a není předmětem řešení této práce. Stávající otopný systém pracuje se spádem 80/60°C a zůstane zachován.

Bytový dům se nachází v okrajové části města, má 8 vchodů a 8 pater. Skládá se z 64 bytových jednotek o velikosti 3+1 a 64 bytových jednotek o velikosti 2+1. Je zateplen a má vyměněny okna za plastové s izolačním dvojsklem. Investor, bytové družstvo Vsetín, zvažuje investici hlavně za účelem snížení nákladů na bydlení pro nájemníky, čímž si zajistí trvalou obsazenost a zatraktivnění bytového domu.

Nynější stav:

Elektřina: Dům je nyní napojen na centrální distribuční soustavu společnosti ČEZ.

Teplo: Zdrojem tepla pro bytový dům je objektová předávací stanice umístěná v jednom z vchodů. V této předávací stanici je připravována jak topná voda pro vytápění, tak teplá voda (užitková). Výkon pro UT=250kW pro TV=200kW. Dodavatel tepla vyrábí teplo ve vlastní zastaralé výtopně. Cena tepla od dodavatele v roce 2014 byla 667Kč s DPH/GJ.

Nová investice: Nasazení KJ s mikroturbínou Turbec T100 resp. kterou jsem v teoretické části vypočítal. V dalším kroku musím provést ověření vhodnosti objektu pro instalaci KJ

této velikosti a navrhnou optimální provozní variantu s ohledem na co nejlepší ekonomické ukazatele.

8.1.1 Průběh trvání tepelného výkonu

Znalost potřeby tepla pro vytápění a přípravu teplé vody je základním vstupním údajem pro projektování. Od odběratele tepla (investor) jsem získal fakturu za dodané teplo v roce 2014 s rozepsanou spotřebou na UT a TV po měsících. Z hvězdárny Vsetín jsem získal denní průměrné venkovní teploty roku 2014 (křivku ročního trvání teplot). Z těchto údajů jsem sestavil diagram trvání tepelného výkonu. Další údaje jsem k dispozici neměl.

Měsíční spotřeby je možné rozdělit na měsíce, kdy je spotřeba závislá na počasí (venkovní teplotě) tedy pro vytápění a na měsíce kdy je spotřeba přibližně konstantní a teplo je spotřebováno jen na přípravu TV.

Měsíc	Spotřeba UT [MWh]	Spotřeba TV [MWh]	Spotřeba celkem [MWh]	Průměrná teplota
1	97,0	20,4	117,4	1,1
2	79,9	20,3	100,3	3,6
3	63,7	22,8	86,5	6,2
4	32,9	21,7	54,5	9,2
5	19,0	22,4	41,4	12,8
6	0,0	16,6	16,6	15,5
7	0,0	20,0	20,0	18,6
8	0,0	19,4	19,4	16,2
9	20,4	19,5	39,8	14,1
10	30,2	20,6	50,8	10,4
11	66,2	20,9	87,1	7,1
12	118,9	27,0	145,9	1,4
	528,2	251,5	779,7	9,7

Tabulka 8.1.1.1 Spotřeby UT a TV po měsících

Počet denostupňů (pro $t_{is} = 20^{\circ}\text{C}$) : 3259 D°

Průměrná teplota topného období (t_{es}): 5,58 $^{\circ}\text{C}$

Počet topných dnů T_d (pro $t_{em} = 13^{\circ}\text{C}$) : 226

Měrný ukazatel = 162,074 kWh/ D°

$$\text{Počet } D^{\circ}_{20} = T_d \cdot (t_{is} - t_{es})$$

$$\text{Počet } D^{\circ}_{20} = 226 \cdot (20 - 5,58) = 3259 D^{\circ}$$

$$\text{Měrný ukazatel} = \frac{\text{Spotřeba UT}}{D^{\circ}_{20}} \quad \text{Měrný ukazatel} = \frac{528200}{3259} = 162,074 \text{ kWh}/D^{\circ}$$

8.1.1.1 Potřeba tepla pro vytápění - UT

V podstatě jde o dodávku tepla do objektů k nahrazení tepelných ztrát povrchem budov.

Při výpočtu se stanovuje:

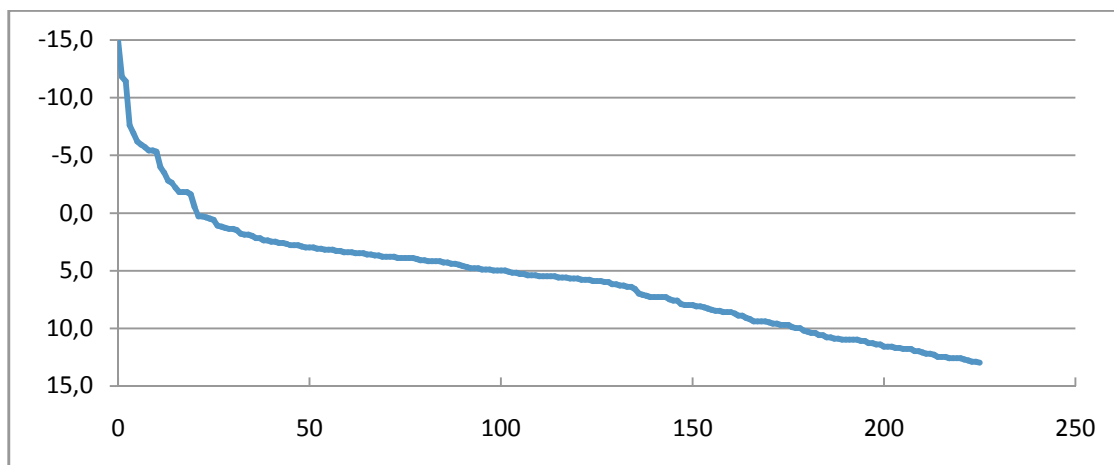
- 1) Maximální tepelný příkon při nejnižší venkovní teplotě t_e [°C] dané oblasti – určuje se dle přílohy ČSN 38 3350. Pro oblast Vsetína je $t_e = -15^\circ\text{C}$. Jeden den v roce 2014 dosáhl průměrné denní teploty -15°C , v tento den jsem spočítal max. tepelný příkon $P_{\max} = 246 \text{ kW}$

$$P_{\max} = (t_{is} - t_e) \cdot \frac{\text{Měrný ukazatel}}{24}$$
$$P_{\max} = (20 - (-15)) \cdot \frac{162,074}{24} = 236 \text{ kW}$$

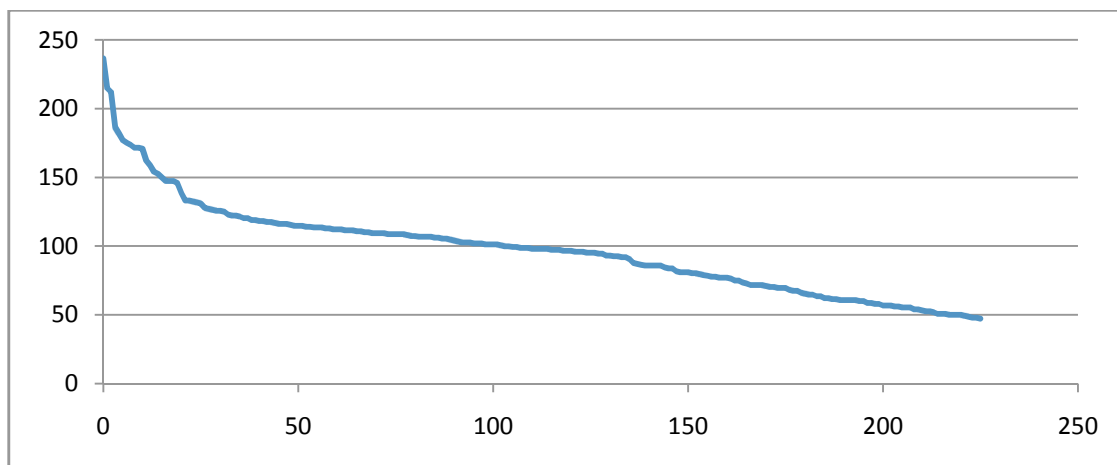
- 2) Průběh okamžitého tepelného příkonu v průběhu otopného období, respektive průběhu roku. Z průměrných denních teplot, jsem si spočítal počet denostupňů v topných dnech. Pomocí měrného ukazatele kWh/D° jsem spočítal potřebný výkon za den. Po vydělení počtem hodin jsem získal okamžitý výkon. Viz. ukázkový výpočet pro teplotu $-5,3^\circ\text{C}$. Tento výkon přibližně odpovídá průběhu průměrných venkovních teplot, na kterých je závislý. Takto jsem získal výkony pro každý den a složil je do grafu. Viz. Graf 8.1.1.1 Průběh průměrných venkovních teplot - topné období a Graf 8.1.1.2 Průběh trvání tepelného výkonu pro UT - topné období

$$P_{-5,3} = (t_{is} - t_e) \cdot \frac{\text{Měrný ukazatel}}{24}$$
$$P_{\max} = (20 - (-5,3)) \cdot \frac{162,074}{24} = 171 \text{ kW}$$

- 3) celková potřeba tepla pro vytápění v topném období. Tuto hodnotu máme k dispozici z faktury od investora. Celková potřeba tepla pro UT = 528200 kWh.



Graf 8.1.1.1 Průběh průměrných venkovních teplot - topné období



Graf 8.1.1.2 Průběh trvání tepelného výkonu pro UT - topné období

8.1.1.2 Potřeba tepla pro ohřev teple užitkové vody - TV

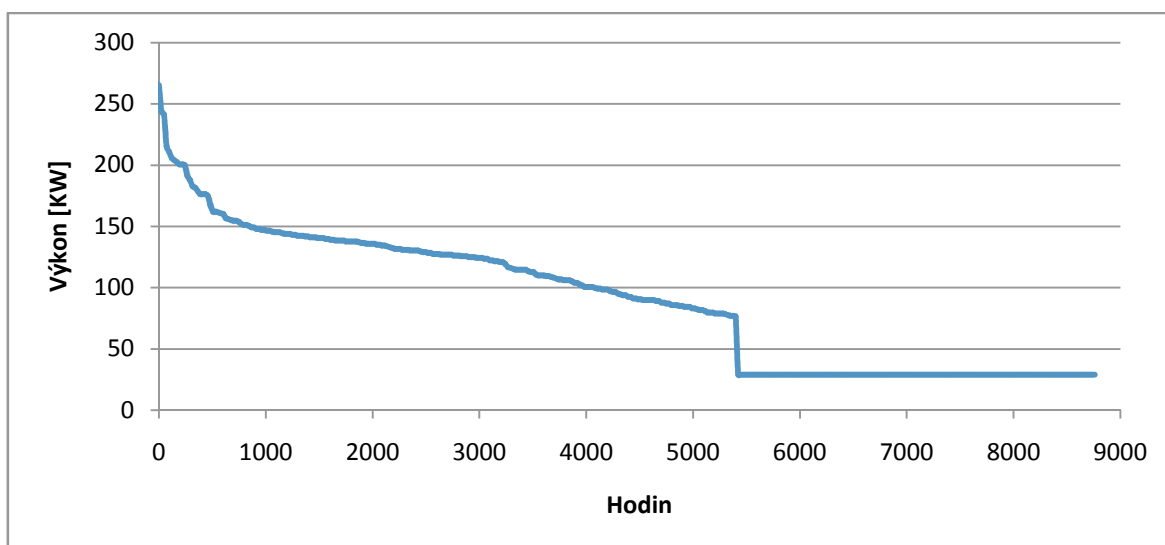
Měsíční spotřeba se během roku příliš nemění, můžeme tvrdit, že je přibližně konstantní po celý rok. Tuto hodnotu máme k dispozici z faktury. Z měsíčních spotřeb vypočteme průměrnou hodnotu na den a z ní následně okamžitý výkon pro ohřev TV.

$$P_{TV} = \frac{Spotřeba_{TV}}{8760}$$

$$P_{TV} = \frac{251500}{8760} = 29 \text{ kW}$$

8.1.1.3 Celková potřeba tepla a průběh trvání tepelného výkonu

Po sečtení průběhů výkonů pro UT a TV získáme průběh celkového výkonu, z kterého budu následně vycházet pro návrh provozu KJ.



Graf 8.1.1.3 Průběhu výkonu UT a TV v roce

8.2 Popis jednotlivých variant

Společně pro všechny varianty:

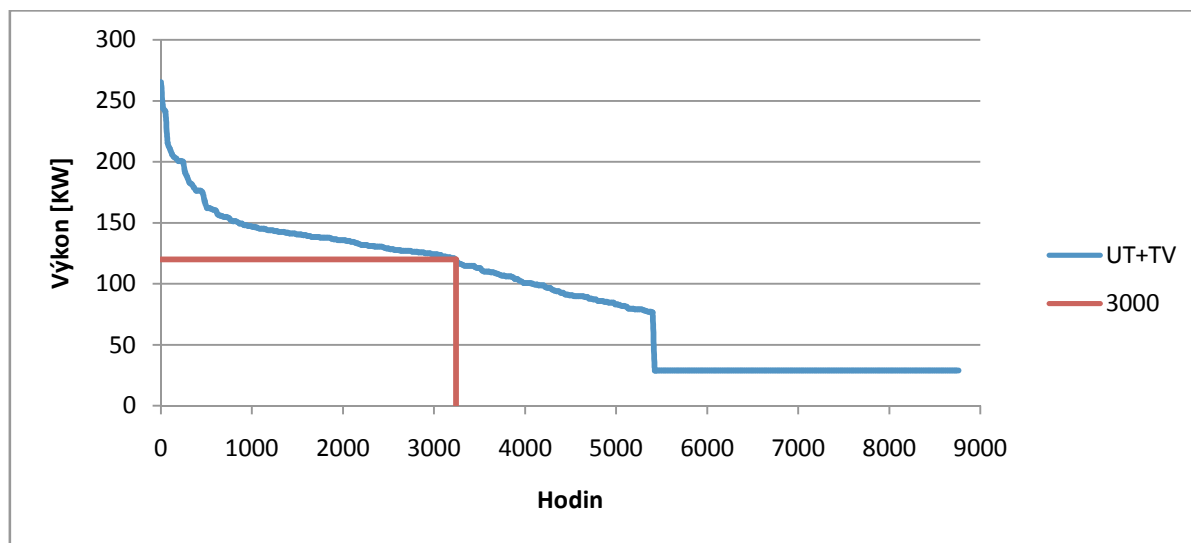
- Trvání vysoký tarif: 7:00 – 22:00 (jen pracovní dny)
- Trvání nízký tarif: 22:00 - 7:00 (víkendy+svátky)
- Výkupní cena VT: 1100 Kč/kWh
- Výkupní cena NT: 700 Kč/kWh
- Cena tepla od dodavatele 667Kč/GJ s DPH.
- Zelený bonus za KVET včetně doplňkové sazby:

Instalovaný výkon [kW]		Provozní hodiny [h/rok]	Zelené bonusy [Kč/MWh]
Od	Do (včetně)		
0	200	3000	2095
0	200	4400	1635
0	200	8400	705

Tabulka 8.1.1.1 Tabulka zelených bonusů (příspěvek KVET)

8.2.1 Varianta A

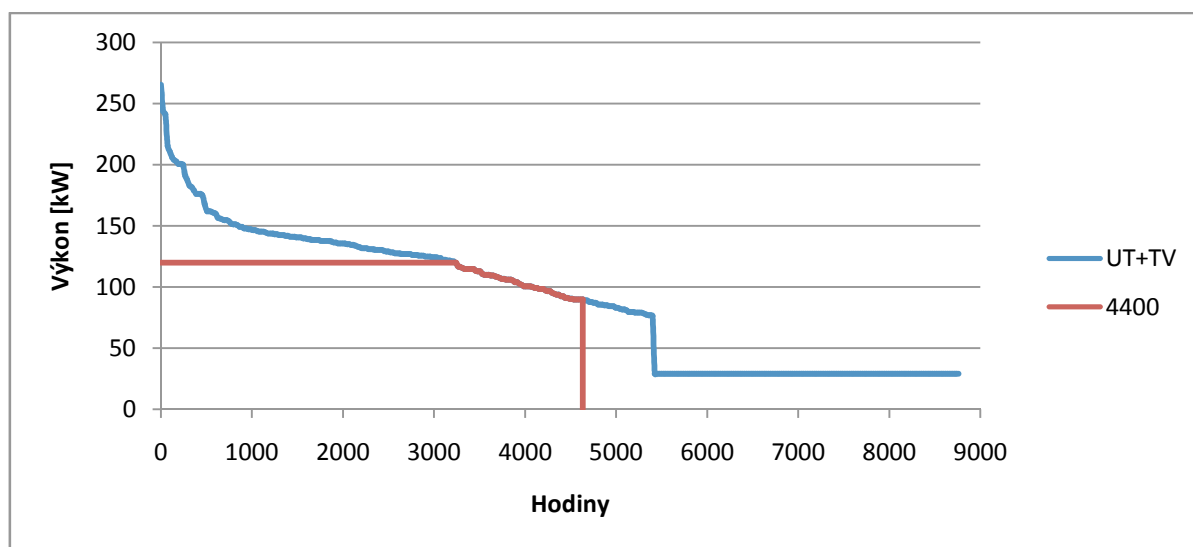
Provoz KJ na maximální výkon. To odpovídá 3240 provozním hodinám. Po odečtení 40h na servisní a provozní odstávky, zbývá 3200hodin provozu. Za tuto dobu jednotka vyrobí 384000 kWh tepla, čímž pokryje 49% celkové spotřeby a 320000 kWh elektřiny. Z toho 142900 kWh ve VT a 177100 kWh v NT. Vyrobená elektřina pokryje z 37% spotřebu elektřiny domu a to přesně 68267 kWh. Zbytek vyrobené elektřiny 251733 kWh je prodán do sítě V rámci zelených bonusu za KVET bude jednotka provozována v tarifu 3000hodin.



Graf 8.2.1.1 Varianta A

8.2.2 Varianta B

Provoz KJ na maximální a částečně snížený výkon. Snížení výkonu nepodkročilo 75% výkonu jmenovitého. To odpovídá 4632 provozním hodinám. Po odečtení 132h na servisní a provozní odstávky, zbývá 4500hodin provozu. Do 3240hod jede KJ se 100% výkonem. Od 3240 do 4500 je výkon snížen na průměrných 86%. Za celkovou dobu jednotka vyrobí 518832 kWh tepla, čímž pokryje 67% celkové spotřeby a 432360 kWh elektřiny. Z toho 193018 kWh ve VT a 239342 kWh v NT. Vyrobená elektřina pokryje 51% spotřeby domu, což představuje 96000kWh. Zbytek elektřiny 336360 kWh je odprodán do sítě. V rámci zelených bonusů za KVET bude jednotka provozována v tarifu 4400hodin.

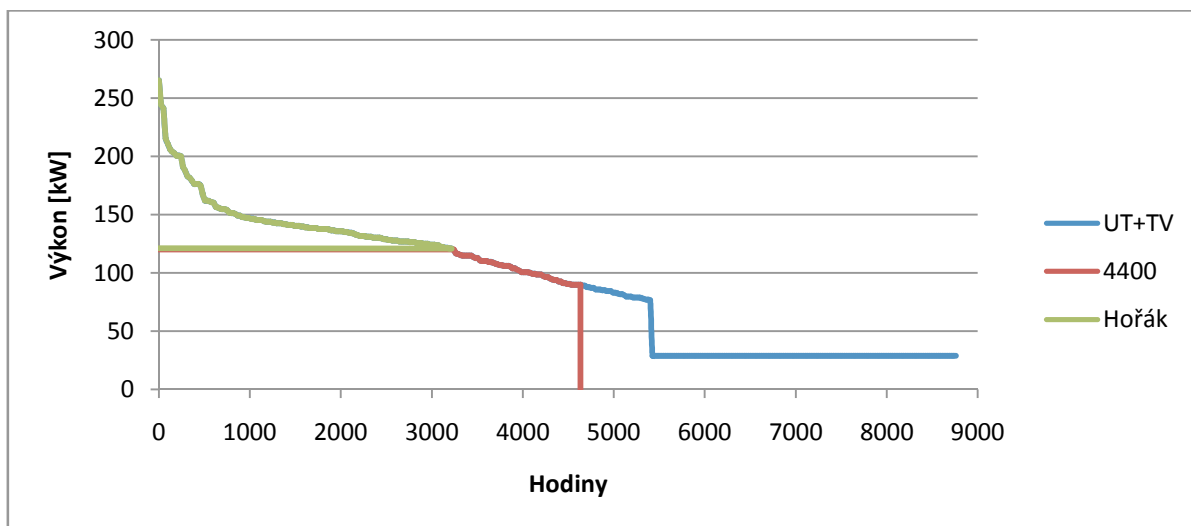


Graf 8.2.2.1 Varianta B

8.2.3 Varianta C

Tato varianta vychází z varianty B. Její odlišnost je v tom, že potřebný špičkový tepelný výkon v zimním období, tedy potřebný výkon nad 120kW není nakoupen od dodavatele, ale je vyroben v přídavném hořáku. Hořák je umístěn před spalínový výměník. Detailnější popis principu s přídavným hořákem je ve Variantě D.

Provoz KJ je na maximální a částečně snížený výkon. Snížení výkonu nepodkročilo 75% výkonu jmenovitého. To odpovídá 4632 provozním hodinám. Po odečtení 132h na servisní a provozní odstávky, zbývá 4500hodin provozu. Do 3240hod jede KJ se 100% výkonem. Od 3240 do 4500 je výkon snížen na cca 86%. Za celkovou dobu jednotka vyrobí 518832 kWh tepla a dalších 86551kWh v přídavném hořáku, čímž pokryje 78% celkové spotřeby tepla. Produkce elektřiny je ve výši 432360 kWh. Z toho 193018 kWh ve VT a 239342 kWh v NT. Vyrobená elektřina pokryje 51% spotřeby domu, což představuje 96000kWh. Zbytek elektřiny 336360 kWh je odprodán do sítě. V rámci zelených bonusů za KVET bude jednotka provozována v tarifu 4400hodin.



Graf 8.2.3.1 Varianta C

8.2.4 Varianta D

Tuto variantu jsem navrhl, abych se přesvědčil o jejím kladném či záporném ekonomickém přínosu. Je to varianta dosti specifická, ale na druhou stranu velmi dobře demonstruje, jaké možnosti skýtá jednotka s mikroturbínou. Jedná se o provoz, kdy KJ pokryjeme celou roční spotřebu bytového domu a nebudeme omezovat elektrický výkon, ten zůstane maximální. Pokryjeme takřka celou spotřebu elektřiny, přebytky prodáme do sítě, tak celou spotřebu tepla. V letních měsících kdy tepelný výkon KJ převyšší odběr, budou spaliny vedeny obtokem přímo do komína a nebudou vedeny na spalínový výměník popřípadě jen částečně. Naopak v zimním období, tepelný výkon KJ nebude stačit na pokrytí odběru tepla. Tento problém vyřeší zabudování přídatného hořáku před spalínový výměník. Jelikož mikroturbína pracuje s velkým přebytkem vzduchu ($n = 4,6$), obsahují spaliny velké množství kyslíku, přesně $7,2 \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ ZP}$ (15% objemu spalin). Potom při plném výkonu a spotřebě $34,2 \text{ m}^3$ zemního plynu za hodinu vychází objem kyslíku na:

$$O_{2sp} = 7,2 \cdot 34 = 246,2 \text{ m}^3 O_2/h$$

Z teoretického propočtu, kdy na spálení 1 m^3 zemního plynu je potřeba min. 10 m^3 kyslíku, nám vychází teoretické množství ZP ke spálení:

$$ZP_{sp} = \frac{246,2}{10} = 24,62 \text{ m}^3 ZP/h$$

Což při výhřevnosti $ZP = 34 \text{ MJ/m}^3$ ($9,44 \text{ kWh/m}^3$) odpovídá teoretickému výkonu, až:

$$P_{sp_t} = 24,62 \cdot 9,44 = 232 \text{ kW}$$

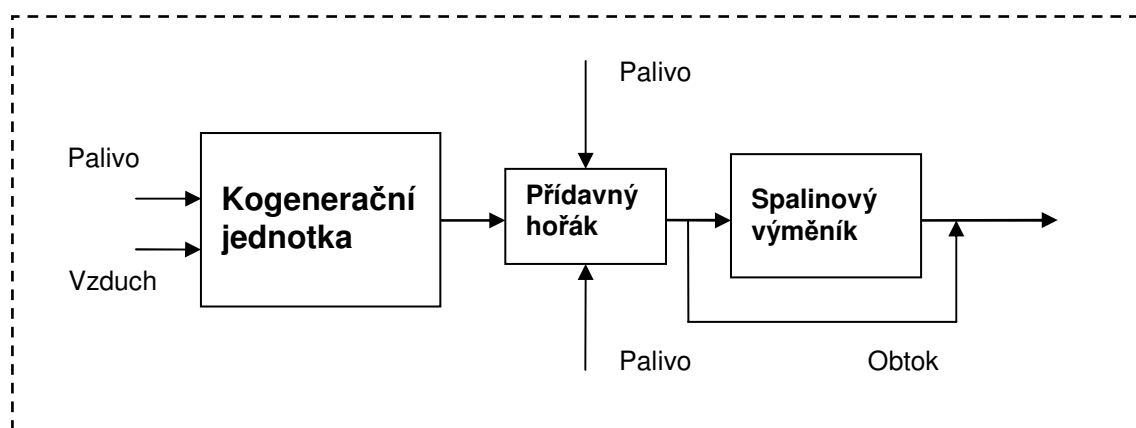
Maximální okamžitý výkon, který je potřeba při -15°C se rovná 236 kW , tzn. že pro mnou zamýšlený provoz bude potřeba hořák o výkonu:

$$P_{sp_s} = 236 - 120 = 136 \text{ kW}$$

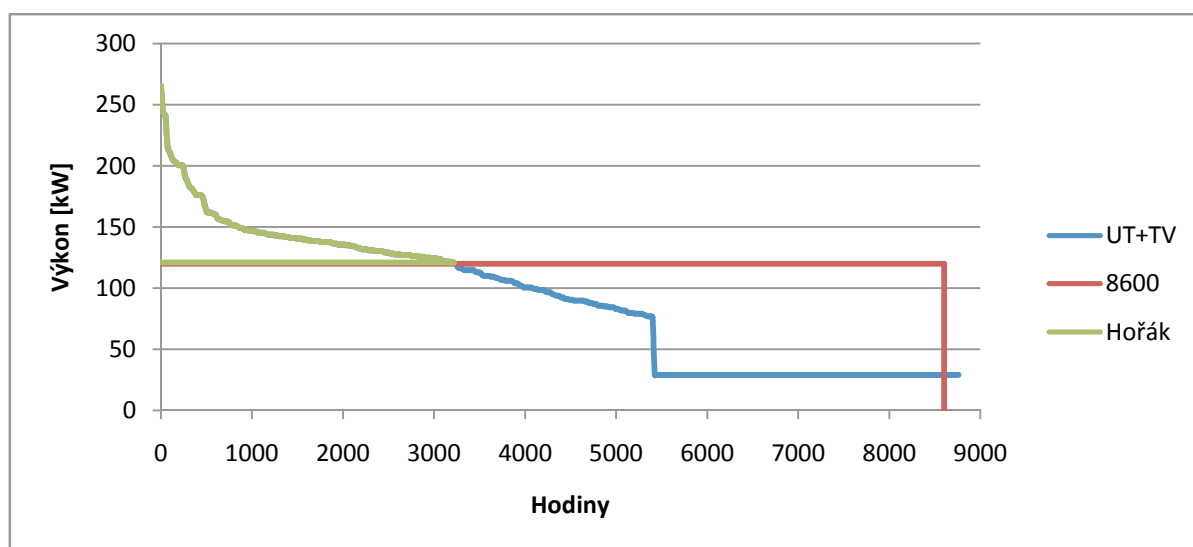
Pro lepší regulaci navrhují dva hořáky o výkonu 70kW/ks. Umístěny budou před spalínový výměník do kruhového popřípadě čtvercového spalínového potrubí, které bude v místě hořáků zesíleno.

Těmito dvěma úpravami dosáhneme toho, že tepelný výkon budeme regulovat v závislosti na odběru, ale neovlivníme tím elektrický výkon, který zůstane konstantní a samozřejmě co nejvyšší popř. ne nižší než 75% jmenovitého. Vyvolané náklady na hořáky jsou ve výši cca 200 tis. Kč.

Kogenerační jednotka pojede celý rok s odstávkami provozními a servisními, které jsou plánovány na 170h. V průběhu odstávek bude využit náhradní zdroj. KJ bude tedy v provozu 8600 hodin za rok. Za tuto dobu jednotka vyrobí 775060 kWh tepla, čímž pokryje 99% celkové spotřeby a 860000 kWh elektřiny. Z toho 383929 kWh ve VT a 476071 kWh v NT. Spotřebu elektřiny pokryje jednotka z 98,2%. Prodej EE do sítě je ve výši 676533 kWh. V rámci zelených bonusů za KVET bude jednotka provozována v tarifu 4400hodin.



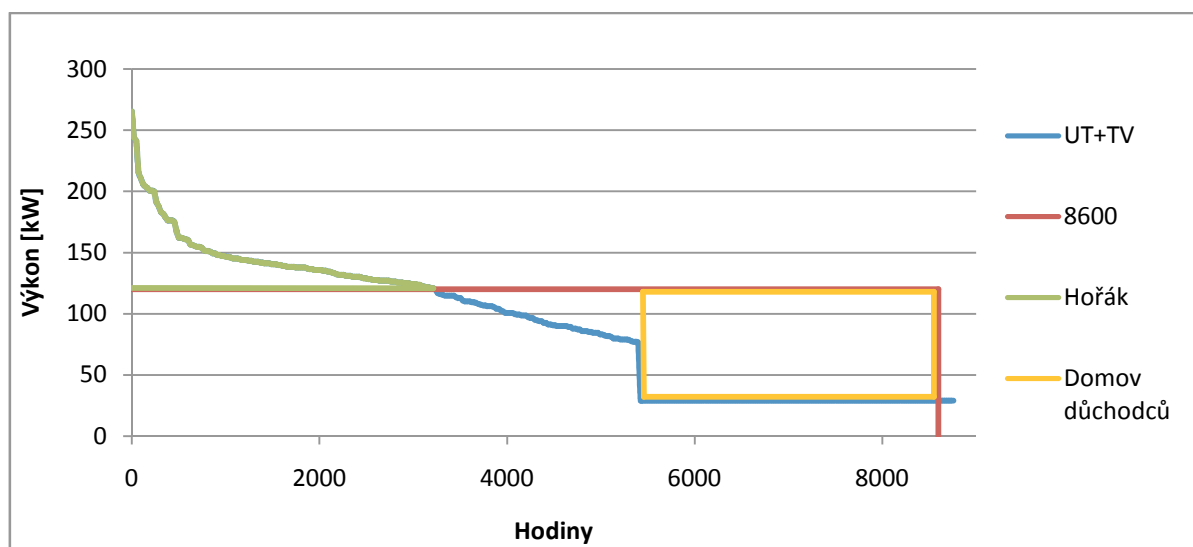
Obrázek 8.2.1 Schéma Varianty D



Graf 8.2.4.1 Varianty D

8.2.5 Varianta E

Je modifikovaná Varianta D. Jediný rozdíl je v tom, že se naskýtá možnost odprodat teplo v přechodném období a v létě, které by bylo jinak mařeno (vypuštěno obtokem do komína). Nedaleko bytového domu se nachází domov důchodců, který má stejného dodavatele tepla jako bytový dům. Budoucí množství prodaného tepla by se mělo pohybovat okolo 288000kWh. Odběratel jej využije pro přípravu teplé vody, které spotřebuje velké množství. Tím by se ekonomika této provozní varianty výrazně vylepšila. Teplo bude prodáno samozřejmě za nižší cenu než od konkurence. Vyvolané náklady budou ve výši 100 tis. Kč na vybudování teplovodní přípojky.



Graf 8.2.5.1 Varianta E

8.3 Výsledky ekonomického zhodnocení

Stávající stav	
ELEKTŘINA	
Množství elektrické energie:	186880 kWh/rok
Cena za 1kWh elektrické energie:	4,8 Kč/kWh
Cena za elektrickou energii:	897024 Kč/rok
Celkem cena za elektrickou energii:	897024 Kč/rok
TEPLO	
Množství tepelné energie:	779700 kWh/rok
Cena za 1kWh tepelné energie	2,4 Kč/kWh
Celkem cena za tepelnou energii:	1 872216 Kč/rok
Celkové náklady za energie z centralizovaných zdrojů :	
	2 769 240 Kč/rok

Tabulka 8.2.5.1 Náklady za energie stávající stav

Kogenerační jednotka

A) INVESTIČNÍ NÁKLADY

Investiční pořizovací náklady

- jednotka modul	2 400 000 Kč
- pomocná zařízení	280 000 Kč
- řízení a regulace	200 000 Kč

Investiční instalační náklady

- stavební náklady	160 000 Kč
- náklady na připojení	120 000 Kč

Investiční projektové náklady

- projektové a konstrukční	440 000 Kč
- dodatečné	400 000 Kč

Celkové investiční náklady **4 000 000 Kč** **40000 Kč/kWe**

B) PROVOZNÍ NÁKLADY

Palivové náklady

Množství ZP za hodinu (při jm. výkonu)	34,2 m ³ _N /h	359,1 kWh
Spotřeba ZP:	varianty m ³ _N /rok	2872,8 MWh/rok
Cena za 1kWh ZP (Qi) :	0,845 Kč/kWh	
Cena za spotřebovaný ZP:	varianty Kč/rok	
Celková cena za ZP:	varianty Kč/rok	

Náklady na opravy a údržbu

- 50Kč/MTH (životnost 80000h)	varianty Kč/rok
- životnost (při 8000h/rok)	10 let

Mzdové náklady

- 1 technik	300000 Kč/rok
-------------	---------------

Odpisy zařízení

Odpisová sk.3.=10let; odpis 5,50% - 1.rok, odpis 10,50% - další roky	220 000 Kč/1.rok
	420 000 Kč/2.-10.rok
Odpisy průměr 10let	400 000 Kč/rok

C) CELKEM

**Celkové náklady na provoz
(zaokrouhleno) :**

varianty Kč/rok

Tabulka 8.2.5.2 Veškeré náklady nové investice

	Nynější stav	Varianta A	Varianta B	Varianta C	Varianta D	Varianta E	
Provozní hodiny	8 760	3 200	4 500	4 500	8 600	8 600	hod/rok
TEPLO - celk výroba		384 000	518 832	605 383	775 060	775 060	kWh/rok
EE - výroba VT	0,982	142 857	193 018	193 018	383 929	383 929	kWh/rok
EE - výroba NT		177 143	239 342	239 342	476 071	476 071	kWh/rok
EE - celkem		320 000	432 360	432 360	860 000	860 000	kWh/rok
TEPLO - pro dům	779 700	384 000	518 832	605 383	775 060	775 060	kWh/rok
EE - pro dům	186 880	68 267	96 000	96 000	183 467	183 467	kWh/rok
EE- do sítě		251 733	336 360	336 360	676 533	676 533	
EE - pokrytí spot. domu		37%	51%	51%	98%	98%	
TE - Pokrytí spot. domu		49%	67%	78%	99%	99%	
Příjmy							
EE - VT prodej do sítě	-	104 577	138 400	138 400	281 053	281 053	Kč/rok
EE - NT prodej do sítě	-	109 664	147 379	147 379	294 722	294 722	Kč/rok
EE - dům		327 680	460 800	460 800	880 640	880 640	Kč/rok
KVET		628 500	706 375	706 375	727 540	727 540	Kč/rok
Teplo-dům		922 061	1 245 819	1 453 646	1 861 074	1 861 074	Kč/rok
Teplo DD						576 000	Kč/rok
		842 741	992 154	992 154	1 303 314	1 879 314	Kč/rok
Náklady energie							
PLYN KJ	-	875 520	1 231 200	1 231 200	2 352 960	2 352 960	Kč/rok
PLYN Hořák				73 348	73 348	73 348	Kč/rok
TEPLO	1 872 216	950 155	626 396	418 570	11 142	11 142	Kč/rok
EE	897 024	569 344	436 224	436 224	16 384	16 384	Kč/rok
	2 769 240	2 395 019	2 293 820	2 159 342	2 453 834	2 453 834	Kč/rok
Náklady ostatní							
Investice - odpis (1/10)		400 000	400 000	400 000	400 000	400 000	Kč/rok
Servis		160 000	225 000	225 000	430 000	430 000	Kč/rok
Vyvolané - odpis (1/10)				20 000	20 000	30 000	Kč/rok
Mzdové		300 000	300 000	300 000	300 000	300 000	Kč/rok
		860 000	925 000	945 000	1 150 000	1 160 000	Kč/rok
Celkem náklady							
	2 769 240	3 255 019	3 218 820	3 104 342	3 603 834	3 613 834	Kč/rok
Bilance							
	2 769 240	2 412 277	2 226 666	2 112 188	2 300 520	1 734 520	Kč/rok
úspora	0	356 962	542 574	657 052	468 720	1 034 720	Kč/rok

Tabulka 8.2.5.3 Výsledná tabulka jednotlivých variant provozu

Tabulka 8.2.5.3 Výsledná tabulka jednotlivých variant provozu nám udává vyhodnocení investiční akce a přehled o nákladech na provoz při současném stavu a u nové investice. Jak vidíme, všechny varianty vychází kladně. Ročně ušetříme zhruba 0,3 až 1 mil.Kč. Investiční náklady mohou být hrazeny buď z úspor a nebo z úvěru. Pak bychom museli ještě připočítat úroky. Tím se nám hrubá návratnost prodlouží cca o 1 rok. SBD Vsetín v dalších 10 letech ušetří zhruba 3,5-10 mil. Kč při současných cenách energií.

Úvěrové zajištění investice		
- úvěr ve výši	4 000 000	Kč
- úrok	10	%
- splátka	1 000 000	Kč/rok + úroky
- počet let splácení úvěru	4	roky
- celkem za úroky z úvěru	1 000 000	Kč

Tabulka 8.2.5.4 Úvěrové zajištění investice

8.4 Environmentální zhodnocení

Energie	Typ výroby	Spotřeba MWh/rok	CO ₂ [tun]
Elektrická	Kondenzační elektrárna uhelná (ČEZ)	775 [el]	511
Tepelná	Kotel na zemní plyn	952 [ZP]	190
Elektrická + tepelná	Kogenerace	2873 [ZP]	575

Stávající stav: produkce CO₂ = 511+190 = 700t CO₂

Nový stav: produkce CO₂ = 575t CO₂>> rozdíl 125t CO₂/rok

Emise KJ T100	
NO _x	<15 ppm / V = 32 mg / MJ paliva (*)
CO	<15 ppm / V = 18 mg / MJ paliva (*)
(*) Objem výfukových plynů při 15% O ₂ , 100% zatížení a 15 °C vstupní teplota vzduchu	

Jak vidíme, rozdíl mezi oddělenou výrobou a kogenerací v produkci CO₂ je 125t/rok. V ČR je elektřina vyráběna nejčastěji v uhelných kondenzačních elektrárnách s účinností cca 35%. Kdybychom porovnávali produkci CO₂ tepelné energie s výrobou tepla ve výtopnách, často na hnědé uhlí, dostali bychom se ještě více do zelených čísel. Varianta D vychází nejhůře po environmentální stránce. Emise NO_x a CO z mikroturbíny můžeme takřka zanedbat, v porovnání s oddělenou výrobou elektřiny a tepla.

9 ZÁVĚR

Kombinovaná výroba elektřiny a tepla je významný nástroj vedoucí k úsporám fosilních paliv a zlepšení životního prostředí. Důležitým faktorem ovlivňujícím výhodnost kogenerace je zajištění odběru obou produkovaných energií.

V diplomové práci jsem navrhl KJ se spalovací mikroturbínou, seznámil jsem se s historií a vývojem. Vypočítal idealizovaný oběh, který se až na nepatrné změny neliší od referenční MT Turbec T100. Výpočet ukázal významnost rekuperace na elektrické účinnosti, potažmo spotřebě paliva. Zároveň nám ale klesla celková účinnost a to dost významně. Teplota nasávaného vzduchu po kompresi je v rekuperátoru zvýšena zhruba o 300 °C na úkor teploty spalin resp. tepelného výkonu, která je snížena zhruba o stejnou hodnotu.

Pro zvýšení účinnosti MT jsem se zamýšlel nad dalším využitím tepla spalin. Navrhl jsem spalinový výměník pro vytápění případně pro ohřev teplé vody. Navržený výměník je průměrné velikosti, je to způsobeno nižší teplotou vstupujících spalin a samozřejmě uspořádáním - vystřídáním trubek. Při návrhu uspořádání trubek jsem měl na paměti tlakové ztráty výměníku, které by negativně ovlivnily účinnost turbíny. Proto jsem návrh korigoval tak, abych se s rychlostí spalin resp. kritériem Re pohyboval při dolní hranici. Dále jsem se zamýšlel nad konstrukcí a výrobním procesem výměníku a snažil jsem se naleznout vhodné operace, které by výrobu výměníku zlevnily. Když jsem si propočítal materiál na výrobu výměníku, byl jsem docela překvapen nízkou cenou.

Posledním bodem zadání jsem se zabýval technicko-ekonomickou studií nasazení takto vypočítané a zpracované kogenerační jednotky. Dal jsem si práci a dosti do hloubky jsem se zamýšlel nad variantami provozování. Navrhl jsem pět variant provozu a ty jsem následně analyzoval a porovnal. Varianty C-E jsou specifické. Jsou ukázkou možného variabilního provozování mikroturbíny s přídavným hořákem popř. s obtokem spalin, což nám umožňuje regulaci tepelného výkonu při konstantním výkonu elektrickém. Přídavný hořák navíc může vytvořit velmi levný špičkový zdroj. Ve výpočtech jsem použil své znalosti z praxe a snažil jsem se ekonomiku udělat opravdu uvažene. Všechny varianty vychází kladně s patřičnými ročními úsporami ve výši 0,3 až 1 mil. Kč za rok. Varianta E ukázala možné využití odpadního tepla, ale mohlo by se jednat např. i o trigeneraci a teplo využít pro výrobu chladu.

Mikroturbína je z hlediska údržby velmi nenáročná a její spolehlivost je vysoká. Z hlediska environmentálního se jeví velmi ekologicky, emise CO_2 jsou nižší než při oddělené výrobě energií, což je dáno samotnou kogenerací a produkované emise CO , NO_x můžeme takřka zanedbat. Ekologičtější jsou už jen palivové články nebo fotovoltaické panely.

10 POUŽITÁ LITERATURA

10.1 Knižní zdroje:

- [1] KRBEK J., POLESNÝB.: Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice. PC-DIR Real, Brno, 1999, 80 s.
- [2] KADRNOŽKA J., Ochrana L.: Teplárenství. CERN, Brno, 2001, 250 s.
- [3] HEJTMÁNKOVÁ P., DVORSKÝ E.: Kombinovaná výroba energií. BEN, Praha, 2006, 287 s.
- [4] KAMINSKÝ J., VRTEK M.: Alternativní a obnovitelné zdroje. VŠB - TU Ostrava, katedra energetiky, 2002
- [5] KYSELA L., TOMČALA J.: Ekonomika v energetice. Ediční středisko VŠB - TU, Ostrava, 2000, 45 s.
- [6] VORÁČEK V. a kol.: Energetické stroje. Skripta VŠB-TU Ostrava, 1990.
- [7] ŠŮROVSKÝ J.: Mikroturbína. Instalace Praha, Praha, 2003, 220 s.
- [8] KADLEC, Z.: Termomechanika, Ediční středisko VŠB - TU Ostrava 2004, 96s.
- [9] KADLEC, Z.: Syllabus Sdílení tepla návody do cvičení, Vydalo Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství v Ostravě 2006, 79s.
- [10] DLOUHÝ, T.: Syllabus Sdílení tepla návody do cvičení, Vydalo Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství v Ostravě 2006, 79s.
- [11] CÁB, S.: Bakalářská práce Koncepční návrh kogenerační jednotky s mikroturbínu, v Ostravě 2012, 55s.

10.2 Internetové zdroje:

- [10] <http://www.tzb-info.cz>
- [11] <http://www.nazeleno.cz>
- [12] <http://www.biom.cz>
- [13] <http://www.oekobit-biogas.com>
- [14] <http://www.bioplyn.cz>
- [15] <http://www.turbec.com>
- [16] [http://www.ensola.com/cms/images/stories/pdf/Technical_Description_T100_\(E\).pdf](http://www.ensola.com/cms/images/stories/pdf/Technical_Description_T100_(E).pdf)
- [17] http://first.aster.it/doc09/eventi/progetto_renewed/mattino/BIANCHI_TURBEC_microturbina_gas_biogas_biomassa.pdf
- [18] <http://www.eika.cz/hutni-material/trubky.html>
- [19] <http://www.kondor.cz/trubka-bzv-hl-22x26/d-78338/>
- [20] <http://www.mpo.cz>

[21] <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/vysokootackovy-elektricky-generator-hfg-125t--9768>

11 Seznam příloh, tabulek, obrázků a grafů

Příloha A – konstrukční výkres výměníku spaliny-voda

Tabulka 4.1.3.1 Porovnání parametrů SM a MT [11].....	18
Tabulka 4.1.6.1 Parametry navrhované kogenerační jednotky	22
Tabulka 4.1.6.1 Koncentrace jednotlivých složek spalín suchých, vlhkých.....	25
Tabulka 4.1.6.1 Entalpie vzduchu, teoretických spalín a zemního plynu.....	25
Tabulka 6.2.6.1 Materiál pro výrobu svazku [18].....	32
Tabulka 7.6.2.1 Tabulka přibližných výrobních nákladů výměníku	37
Tabulka 8.1.1.1 Spotřeby UT a TV po měsících.....	40
Tabulka 8.1.1.1 Tabulka zelených bonusů (příspěvek KVET).....	43
Tabulka 8.2.5.1 Náklady za energie stávající stav	47
Tabulka 8.2.5.2 Veškeré náklady nové investice	48
Tabulka 8.2.5.3 Výsledná tabulka jednotlivých variant provozu.....	1
Tabulka 8.2.5.4 Úvěrové zajištění investice	50
Obrázek 2.1.1 Porovnání účinností transformace energie při oddělené a kogeneraci[3]....	11
Obrázek 3.1.1 Tabulka provozní parametry PJ [3]	14
Obrázek 4.1.1 Obecné schéma MT [7]	15
Obrázek 4.1.2 Schéma elektrické části MT100 [16].....	17
Obrázek 4.1.3 Řez spalovací mikroturbínou MT100 [17]	17
Obrázek 4.1.1 Popis KJ Turbec T100 PH (III)[16].....	20
Obrázek 4.1.2 Schéma KJ Turbec T100 PH [16].....	21
Obrázek 4.1.3 Kogenerační jednotka Turbec T100[17].....	21
Obrázek 6.2.1 p-V, T-s diagramy a schéma Braytonova tepelného oběhu [8]	25
Obrázek 6.2.1 Schéma výměníku spaliny - voda.....	30
Obrázek 7.2.1 Schéma, graf a vzorce pro výpočet protiproudého výměníku [8]	30
Obrázek 7.3.1 Schématické rozmístění - vystřídání uspořádání trubek	31
Obrázek 7.6.1 Případová studie konstrukce výměníku	38
Obrázek 7.6.2 Případová studie výměníku s přibližnými velikostmi	38
Obrázek 8.2.1 Schéma Varianty D.....	46